



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 101978196 B

(45) 授权公告日 2015. 04. 08

(21) 申请号 200980110158. 1

(22) 申请日 2009. 03. 19

(30) 优先权数据

0805213. 6 2008. 03. 20 GB

(85) PCT国际申请进入国家阶段日

2010. 09. 20

(86) PCT国际申请的申请数据

PCT/GB2009/050260 2009. 03. 19

(87) PCT国际申请的公布数据

W02009/115844 EN 2009. 09. 24

(73) 专利权人 托罗特拉克(开发)有限公司

地址 英国兰开夏郡

(72) 发明人 约翰·威廉·爱德华·富勒

(74) 专利代理机构 北京康信知识产权代理有限公司 11240

代理人 余刚 吴孟秋

(51) Int. Cl.

F16H 61/664(2006. 01)

F16H 15/38(2006. 01)

(56) 对比文件

US 6146307 A, 2000. 11. 14,

US 6801844 B2, 2004. 10. 05,

US 6171210 B1, 2001. 01. 09,

CN 1849475 A, 2006. 10. 18,

审查员 徐治华

权利要求书2页 说明书8页 附图6页

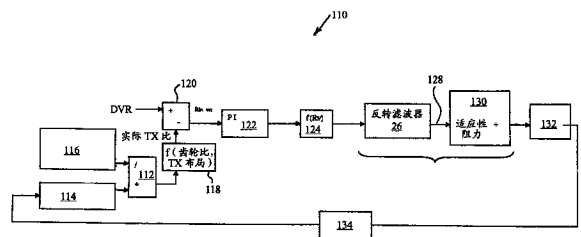
(54) 发明名称

用于无级变速传动装置的电子控制器及无级变速传动装置的控制方法

将所得到的经补偿的控制压力需求输出至液压阀装置。

(57) 摘要

本发明涉及一种用于无级变速传动装置的电子控制器,这种类型的无级变速传动装置具有变速器(10),该变速器具有耦接于第一变速器轨道(14a)的旋转变速器输入(17)以及耦接于第二变速器轨道(16a)的旋转变速器输出(29)。至少一个棍子在所述轨道上运转以将驱动从一个轨道传递至另一个轨道。棍子可运动以无级地改变变速比。变速器还包括至少一个液压致动器(36、38),该液压致动器作用于棍子上,并且作用在变速器轨道上的净力矩通过液压致动器经由棍子被传递至变速器的壳体。提供液压装置以向致动器施加至少一个液压控制压力,其确定由致动器施加的力,并因此确定反作用力矩。变速器耦接在旋转传动输入(17)与旋转传动输出(714)之间,以使得传动比是变速比的函数。电子控制器适于在一循环中执行以下步骤:测量无级变速传动装置的速度比;将测量的速度比与目标速度比进行比较;基于所述比较来确定传动输出力矩需求;考虑速度比,将输出力矩需求转换成控制压力需求;求控制压力需求相对于时间的微分以获得一补偿值,并将补偿值应用于控制压力需求;以及



1. 一种用于包括变速器的无级变速传动装置的电子控制器,所述变速器具有耦接于第一变速器轨道的旋转变速器输入、耦接于第二变速器轨道的旋转变速器输出以及至少一个辊子,所述辊子在所述轨道上运转,以将驱动从一个轨道传递到另一个轨道,所述辊子可运动以无级地改变变速比,所述变速器还包括至少一个液压致动器,所述液压致动器作用在所述辊子上,并且作用在所述变速器轨道上的净力矩通过所述液压致动器经由所述辊子而传递至所述变速器的壳体,所述变速器还包括用于向所述至少一个液压致动器施加至少一个液压控制压力的液压装置,所述液压装置确定由所述至少一个液压致动器施加的力,并因此确定反作用力矩,所述变速器耦接于旋转传动输入与旋转传动输出之间,以使得传动比是所述变速比的函数,所述电子控制器适合于在一循环中执行以下步骤:

测量所述无级变速传动装置的速度比;

将测量的速度比与目标速度比进行比较;

基于所述比较来确定传动输出力矩需求;

考虑所述速度比,将所述输出力矩需求转换成控制压力需求;

求所述控制压力需求相对于时间的微分以获得一补偿值,并将所述补偿值应用于所述控制压力需求;以及

将所得到的经补偿的控制压力需求输出至液压装置。

2. 根据权利要求 1 所述的电子控制器,其中,所述测量的速度比是变速比。

3. 根据权利要求 2 所述的电子控制器,其中,所述测量的变速比被转换成测量的传动比。

4. 根据前述权利要求中任一项所述的电子控制器,其中,所述测量的速度比与目标速度比的比较包括从一个中减去另一个。

5. 根据权利要求 1 所述的电子控制器,其中,所述输出力矩需求的确定通过比例积分控制器基于上述比较来执行。

6. 根据权利要求 1 所述的电子控制器,其中,通过将所述控制压力需求的微分乘以对应于液压装置中的时间滞后的因数来获得所述补偿值。

7. 一种无级变速传动装置,结合有前述权利要求中任一项所述的电子控制器。

8. 根据权利要求 7 所述的无级变速传动装置,其结合有分路齿轮并且能够提供齿轮空档。

9. 根据权利要求 7 或 8 所述的无级变速传动装置,其包括布置成将所述控制压力输出至所述致动器的压力控制阀,所述压力控制阀布置成接收所述经补偿的控制压力需求并适于根据该需求来调节控制压力。

10. 根据权利要求 9 所述的无级变速传动装置,其中,连接所述压力控制阀和所述致动器的管道结合有一收缩的孔口,在所述孔口上由于通流而产生压力差。

11. 根据权利要求 10 所述的无级变速传动装置,其中,所述液压装置包括在所述压力控制阀的输出压力的调节与所述致动器接收的压力的相应变化之间形成时间滞后的适应性。

12. 一种控制包括变速器的无级变速传动装置的方法,所述变速器具有耦接于第一变速器轨道的旋转变速器输入、耦接于第二变速器轨道的旋转变速器输出以及至少一个辊子,所述辊子在所述轨道上运转,以将驱动从一个轨道传递到另一个轨道,所述辊子可运动

以无级地改变变速比,所述变速器还包括至少一个液压致动器,所述液压致动器作用在所述辊子上,并且作用在所述变速器轨道上的净力矩通过所述液压致动器经由所述辊子传递至所述变速器的壳体,所述变速器还包括用于向所述致动器施加至少一个液压控制压力的液压装置,所述液压装置确定由所述致动器施加的力,并因此确定反作用力矩,所述变速器耦接于旋转传动输入与旋转传动输出之间,以使得传动比是所述变速比的函数,所述方法包括在一循环中执行以下步骤:

测量所述无级变速传动装置的速度比;

将测量的速度比与目标速度比进行比较;

基于所述比较来确定传动输出力矩需求;

考虑所述速度比,将所述输出力矩需求转换成控制压力需求;

求所述控制压力需求相对于时间的微分以获得一补偿值,并将所述补偿值应用于所述控制压力需求;以及

将所得到的经补偿的控制压力需求输出至液压装置。

13. 根据权利要求 12 所述的方法,其中,所述输出力矩需求的确定通过比例积分方法执行。

14. 根据权利要求 12 或 13 所述的方法,其中,所述速度比的测量包括测量所述变速器的输入速度和输出速度。

用于无级变速传动装置的电子控制器及无级变速传动装置的控制方法

技术领域

[0001] 本发明涉及无级变速装置 (CVT, 连续可变传动装置) 的控制。本发明尤其但非排他地适用于低车速下的机动车无级变速传动装置的控制。

背景技术

[0002] CVT 通常包括被称为“变速器 (variator)”的单元, 该变速器具有旋转变速器输入、旋转变速器输出、以及用于将动力从一个传递到另一个的机构, 同时该变速器使得输出速度与输入速度之比 (变速比) 能够无级地变化。

[0003] 典型的 CVT 还包括齿轮装置 (gearing), 变速器借助于该传动装置耦接在总体传动输入 (例如, 车辆发动机的驱动轴) 与输出 (例如, 车辆的最终驱动, 引向其车轮) 之间。传动输出与输入的速度之比 (传动比) 通常与变速比不相同, 因为其被齿轮装置改变了。

[0004] 这种传动装置可以包括“分路 (shunt, 并联)”齿轮, 其通常是外摆线类型的, 使得传动在其输入被驱动的同时能够提供非常低的、甚至是零的输出速度。分路装置具有耦接于变速器的输入侧的第一部分、耦接于变速器的输出侧的第二部分、以及耦接于传动输出的第三部分。通过适当地设计分路传动装置, 其可以布置成处在特定的变速比, 前两部分的速度互相抵消, 并且传动输出因此而固定, 即使该传动输出保持机械地耦接于转动的传动输入。传动提供无限减速的这种情况被称为“齿轮空档” (geared neutral)。齿轮空档相对侧上的变速比在传动输出处提供相反的转动方向 (前进和后退, 在车辆传动中)。

[0005] 这种类型的传动在原理上能够在持续不变的且非常低的速度下驱动机动车辆, 这是潜在的非常有用的能力。但是, 在这种情况下控制变速器会出现问题。

[0006] 在解释这些问题之前, 有必要讲讲关于变速器的构造和控制的一些情况。图 1 和图 2 中示出了环形轨道滚动牵引型 (toroidal-race rolling-traction type) 的变速器。这种类型的变速器本身在现有技术中是公知的。呈现在这里仅为了示出某些相关的原理。

[0007] 示出的变速器 10 具有一对相似的环形腔 12a、12b, 每个空腔各自限定在相应的输入轨道 (race) 14a、14b 和输出轨道 16a、16b 之间。这些轨道安装成围绕公共轴线 15 转动, 该公共轴线在该实例中由变速器轴 17 限定。输入轨道 / 输出轨道对的面对表面是半环形凹陷的 (参见图 2 中的 18, 且在图 1 中由虚线示出), 并且在每个腔 12a、12b 内是一组在上述凹陷表面上运转的辊子 20a、20b。这些辊子用来在输入轨道与输出轨道之间传递驱动。在示出的实例中, 每个腔 12a、12b 均包含三个辊子 20a、20b, 但是为了简单起见图 1 仅示出了其中一个辊子。每个辊子各自具有一轴线, 在图 1 中, 所述轴线垂直于纸面并以 22a、22b 示出, 并且每个辊子各自安装在轭状物 (yoke) 24a、24b 中, 以便围绕其轴线转动。两个输出轨道 16a、16b 相耦接以一起转动。在示出的实例中, 通过轴 17 进行这种耦接, 这两个输出轨道例如通过花键 (未示出) 都安装在该轴上。两个输入轨道还例如通过轴套 26 相耦接以一起转动, 但它们能够独立于轴 17 而转动, 它们通过轴承 (未示出) 安装于该轴上。在该实例中, 轴套 26 承载皮带轮或齿轮 29, 所述皮带轮或 齿轮与皮带或链条 (未示出) 啮

合以形成变速器输出。施加如由箭头 28 所示的力,以推进轨道 14a、14b、16a、16b 与辊子啮合,并因此提供辊子 / 轨道牵引。

[0008] 当轴 17 和承载在其上的输入轨道 14a、14b 被驱动而转动时,它们使得辊子 20a、20b 围绕它们的轴线旋转,并且这些辊子驱动输出轨道 16a、16b。以这种方式,变速器传递驱动。

[0009] 这些辊子能够运动,以无级地改变变速比。在示出的实例中,每个辊子的轭状物 24a、24b 通过活塞杆 34a、34b 连接至在气缸 38a、38b 中运行的相应活塞 36a、36b,以形成液压致动器。随着活塞 36a、36b 在其气缸中运动,其辊子 20a、20b 沿着围绕公共轴线 15 的圆形路径运动。还注意到,每个辊子均能够经历一倾斜运动,围绕倾斜轴线 39a、39b 转动,上述倾斜轴线通过其耦接于活塞 36a、36b 而限定。随着每个辊子来回运动,辊子会经受由于轨道在其上的作用而引起的转向效果,使得辊子自动倾斜以找到这样一个位置,在该位置中,辊子轴线 22a、22b 与轨道的公共轴线 15 相交。所有的辊子 20a、20b 都基本上一致地经历这种运动。辊子的倾斜运动使得输入轨道和输出轨道的相对速度改变,即变速比改变。

[0010] 当通过变速器传递动力时,轨道在辊子上施加一净力,这易于使这些辊子沿着它们的围绕公共轴线 15 的圆形路径运动。由于该力围绕轴线、在离轴线的距离等于所述圆形路径的半径处而作用,所以该力可以表达为围绕轴线作用的一力矩(力乘以距离)。该力矩必须通过致动器 36、38 来反作用在一固定物体上,诸如变速器的壳体(未示出)。作用在所有辊子上的这种力矩之和就是反作用在壳体上的总力矩,因此被称为“反作用力矩”。

[0011] 由轨道施加在每个辊子上的力必须被辊子的致动器 36、38 施加在辊子上的力直接平衡(balance,相抵)。因此,通过设定致动器的力(该力由供应每个活塞 36a、36b 的相对侧的液压管线 40a、40b 之间的压力差确定),可直接设定反作用力矩。

[0012] 此外,反作用力矩必须确切地等于施加于变速器上的净力矩,即等于作用在变速器的输入和输出上的力矩之和。因此,该值的大小通过控制驱动力来直接控制。

[0013] 要注意到,图 1 和图 2 所示的物理系统没有提供设定所需变速器速度比(variator speed ratio,变速比)的直接方式。替代地,借助于传动的物理构造,由于变速器的输入和输出处的力矩,变速比的变化自动发生。为了认识这点,可考虑图 3 中提供的总体简化的示意图。发动机将发动机力矩 TE 施加在传动输入侧上。变速器的作用在传动的该相同侧上形成力矩 TIN。两者都作用在被称为变速器输入的惯量 WIN 上(由于发动机和传动的转动部分而产生)。净力矩 TE+TIN 作用在惯量 WIN 上,并且如果净力矩非零,则使得该惯量加速。变速比自动改变以适应这种加速。在传动的输出侧上,力矩 TOUT 被添加至来自车辆制动装置的任一力矩 TB 和车轮处的、由于牵引斜坡等上的车辆而产生的力矩,以提供作用在惯量 WOUT(该惯量包括车辆自身的惯量、以及最终驱动等的惯量)上的净力矩,进而确定其加速。再一次,变速比自动改变以适应这种加速。

[0014] 布置成调整反作用力矩的变速器有时在文字上被称为“力矩控制的(torque controlled)”,以区别于变速比被直接调整的更传统的传动,这种传动被称为“比率控制的(ratio controlled)”。

[0015] 许多已知的传动利用液压-机械反馈,以实现变速器的比率控制。例如,可以提供一阀来设定控制变速器的液压力,该阀本身(a)通过机械地连接于其中一个辊子,以感测其位置,(b)通过代表所要求的比率的机械输入信号来控制。该阀用来比较两个信号,并用

来调节活塞压力,以达到要求的辘子位置。这种系统通常利用在构造上与图 1 和图 2 所示的变速器有些不同的变速器来实现。在 US2003/0228952(Joe 等人) 中可找到实例。本发明不涉及这种类型的传动。

[0016] 成功的力矩控制传动通过不得不依赖于在软件中实施的精密的控制策略,其中发动机力矩需求和变速器反作用力矩以协调方式被控制。在已公开的国际专利申请 WO 04/085190(申请号 PCT/EP04/03293) 中可找到实例。

[0017] 为了完整和清楚,图 7 以高度简化的形式示出了完整传动的一个实例,其包括外摆线“分路”齿轮布置。机动车辆的发动机 E 驱动变速器 10 的输入轴 17。变速器轴 17 因此形成变速器的转动输入,并且还形成作为整体的传动的输入。齿轮系 700 还将变速器轴 17 耦接于外摆线齿轮系 706 的行星架 (planet carrier) 704 的轴 702。外摆线齿轮系 706 的中心齿轮 708 通过链条驱动 710 耦接于变速器的输出轨道 16a、16b,它们输出轨道因此形成了变速器的转动输出。外摆线齿轮系 706 的齿圈 (ring gear) 712 耦接于形成传动输出的转子 714。在图中,转子 714 示出为直接耦接于车轮 716,但是实际上通常是经由驱动轴、差动齿轮等进行这种耦接。

[0018] 对于传动的物理设计和用来控制传动的方法这两者而言,稳定性都是关键因素。在没有适当的阻尼的情况下,变速器辘子将经历不期望的振荡。振荡的最简单模式包括所有辘子围绕它们的平衡位置一致地运动,随之发生传动比变化,车辆乘客在车辆颤动或振动会经历这种情况。

[0019] 图 1 和图 2 中示出的这种类型的变速器通常设有液体阻尼以克服该问题。图 4 以非常示意的形式示出了合适的液体布置。压力控制阀 P1 和 P2 由泵(未示出)供以加压的液压流体。电子控制器 50 向每个阀发送相应的压力要求,作为响应,每个阀输出一对应的压力,并通过关联的供应管线 S1 和 S2 向变速器活塞 36(图 3 中仅示出了一个)的相对侧进行供给。通过控制阀 P1 和 P2,电子控制器控制活塞力,从而控制变速器反作用力矩。但是,要注意到,供应管线 S1 和 S2 包含有相应的阻尼孔口 01 和 02。这些孔口形成为供应管线的收缩 (constriction),且通常为边缘锋利的孔口,它们的流阻不会随流体粘性,进而随温度而变化很大。活塞运动引起了通过这些孔口的流动,并且这种流动在孔口 01 和 02 处引起趋于抵制活塞运动的压力变化。因此,孔口产生了对抗活塞运动且与活塞速度有关的力。在谐运动 (harmonic motion) 的传统分析中,这种术语被认为是提供阻尼,并且这就是它在本上下文中的效果。

[0020] 还要注意,液压装置具有一定程度的适应性。在图 4 中,这种适应性由蓄电池 C1 和 C2 表示。实际上,同样地,借助于液压流体的可压缩性(液压流体在使用中会变得稍微含有空气)、活塞任一侧上的工作腔室的容积等等,即使不提供这样的蓄电池也会产生一定程度的适应性。这种适应性形成流体流动与上述压力变化之间的相位滞后。对于变速器稳定性而言,这又是期望的。产品压力控制阀通常在流动与压力之间呈现出导引期间 (lead term)。通过利用由于适应性而产生的滞后期间来消除来自阀的导引期间,示出的液压回路防止变速器和阀以不稳定的方式互相作用。而且,变速器,甚至是带有阻尼孔口的变速器,当耦接于车辆驱动管线时也证实存在潜在的不稳定,车辆驱动管线在本上下文中可认为是扭簧,因为其可以由于“卷起 (wind up)”而存储能量。包括液压适应性使得变速器如同转动的阻尼器那样工作。因此变速器阻止动力传动系统的振荡,而不是激励它们。

[0021] 不太期望的阻尼效果在于其在阀 P1 和 P2 需求的压力变化之间引起滞后,以及引起了施加于活塞 36 的相应的压力变化。这种效果等同于对压力需求应用一低通滤波器,如图 5 所示。虚线表示压力需求,其在该特定实例中是正弦波,并且仅是为了图示说明的目的。实线表示施加于活塞 36 的实际压力,可看见该实际压力滞后于上述需求一滞后时间 T_{or} 。

[0022] 为了在低速下提供良好的传动控制,控制传动的系统必须能够对变化的状态快速反应。液压机械阻尼使得这成为了问题。例如,假设对电子控制器编程,以施加闭环控制来调节传动。就发现,由于相位滞后 T_{or} , (a) 通过电子装置的快速响应闭环控制与 (b) 阻尼液压机械系统的组合是潜在不稳定的,这可引起正反馈。本发明的目的正是针对该问题。

[0023] 现在考虑要求车辆保持低速的一些情况。对于农机车辆,例如拖拉机,会出现各种此类情况。

[0024] 当犁地时,发动机上的负载主要来自于犁本身,并且根据土壤的质地而变化。希望维持相当轻快的步调,但这必须在犁遇到坚硬的土壤时使得发动机不熄火的情况下进行。维持恒定的地面速度 (ground speed) 不太重要。在本上下文中土壤表现的有些像粘性流体。在固定的传动速度比下,如果发动机挣扎运转并变慢,则负载因此降低且避免了发动机熄火。

[0025] 当耕作 (rotivating) (使用由拖拉机的动力来驱动的旋转工具处理土壤会减弱,其由发动机通过固定比率的传动来驱动,该固定比率的传动与驱动车轮的传动不同) 时,发动机负载大部分由耕作机 (rotivator, 牵引机) 引起,并且在遇到坚硬土壤时可能使发动机变慢。希望的是发动机车轮速度与耕作机速度之比恒定。这可以通过在固定的传动速度比下操作来提供。

[0026] 有时候,简单地维持非常低的地面速度是必要的。例如,在水果采集机将水果装载到拖车上时,可以要求拖拉机很慢地经过。可能需要将用于清洁等的水喷射装置 (waterblasting arrangement) 很慢地牵引经过正在被喷射的建筑物。所需的速度可以慢至 30 米每小时。提供这种慢的地面速度所需的传动速度比相当低,以致于没有显著的负载会施加至发动机,因而对于速度调节的发动机,恒定的传动比提供了恒定的速度。

[0027] 在所有这些实例中,通过控制传动来提供恒定的且非常低的传动比,可以获得所要求的结果。但是,操纵力矩控制的变速器来提供这些会成为问题。再一次,强调比率控制的传动与力矩控制的传动之间在这方面的不同是很重要的。在前者中,控制电子装置设定所要求的比率,并且液压装置 (例如,上面提到的阀,响应于辊子位置和变速器比率) 自动控制变速器来将其调节至该比率。在力矩控制的传动中,液压装置调节反作用力矩。如果反作用力矩没有被调节,则例如在车辆遇到斜坡或其他障碍物,或者来自犁的负载随着犁的升高和降低而改变时,传动比将改变。为了维持恒定的比率,控制变速器的电子装置必须能够快速调节液压装置所要求的反作用力矩。

[0028] 传动控制系统的严格测试包括在非常低的速度下驱动车辆经过方形梁 (比如 30 厘米的高和宽) 形式的障碍物,其目的在于,在车辆车轮开始爬上梁的前面时维持恒定的速度,将负载设置在动力传动系上,然后到达其上面,突然卸载,接着开始从梁的后面爬下,要求发动机突然处于超出状态 (发动机制动)。该试验对于具有传统 (分级比率) 齿轮箱的拖拉机而言很简单,因为传动比不能波动,并且发动机速度可以认为是恒定的 (由于使

用了具有自己的速度控制器的速度控制柴油机)。对于具有力矩控制的 CVT 的拖拉机而言这非常具有挑战性,其中反作用力矩必须根据车轮负载的变化而快速地调节,以便维持所要求的比率。

[0029] 强调以下方面很重要:虽然联系农业车辆而设计了本发明,但是本发明还具有与其他类型车辆相关的潜在应用。

发明内容

[0030] 根据本发明的第一方面,提供一种用于包括变速器的无级变速传动装置的电子控制器,该变速器具有耦接于第一变速器轨道的旋转变速器输入、耦接于第二变速器轨道的旋转变速器输出、以及至少一个辊子,所述辊子在所述轨道上运转,以将动力从一个轨道传递到另一个轨道,所述辊子是可运动的以无级地改变变速比,该变速器还包括至少一个液压致动器,所述液压致动器作用在辊子上,并且作用在变速器轨道上的净力矩(该净力矩的值的大小在下面被称为反作用力矩)通过液压驱动器经由辊子传递至(refer to)变速器的壳体,变速器还包括用于向致动器施加至少一个液压控制压力的液压装置,所述液压装置确定由致动器施加的力,并由此确定反作用力矩,变速器耦接于旋转传动输入与旋转传动输出之间,使得传动比是变速比的函数,电子控制器适于在一循环中(in a loop)执行以下步骤:

[0031] 测量无级变速传动装置的速度比;

[0032] 将测量的速度比与目标速度比进行比较;

[0033] 基于所述比较来确定传动输出力矩需求;

[0034] 考虑速度比,将输出力矩需求转换成控制压力需求;

[0035] 求控制压力需求相对于时间的微分以获得一补偿值,并将该补偿值应用于控制压力需求;以及

[0036] 将所得到的经补偿的控制压力需求输出至液压阀装置。

[0037] 根据本发明的第二方面,提供一种控制包括变速器的无级变速传动装置的方法,该变速器具有耦接于第一变速器轨道的旋转变速器输入、耦接于第二变速器轨道的旋转变速器输出、以及至少一个辊子,所述辊子在所述轨道上运转,以将动力从一个轨道传递到另一个轨道,所述辊子是可运动的以无级地改变变速比,该变速器还包括至少一个液压致动器,所述液压致动器作用在辊子上,并且作用在变速器轨道上的净力矩(该净力矩的值的大小在下面被称为反作用力矩)通过液压致动器经由辊子传递至变速器的壳体,变速器还包括用于向致动器施加至少一个液压控制压力的液压装置,所述液压装置确定由致动器施加的力,并由此确定反作用力矩,变速器耦接于旋转传动输入与旋转传动输出之间,使得传动比是变速比的函数,所述方法包括在一循环中执行以下步骤:

[0038] 测量无级变速传动装置的速度比;

[0039] 将测量的速度比与目标速度比进行比较;

[0040] 基于所述比较来确定传动输出力矩需求;

[0041] 考虑速度比,将输出力矩需求转换成控制压力需求;

[0042] 求控制压力需求相对于时间的微分以获得一补偿值,并将该补偿值应用于控制压力需求;以及

[0043] 将所得到的经补偿的控制压力需求输出至液压阀装置。

[0044] 尽管简单且有些意料不到,但该控制器证明是很有效的。具有实施本发明的控制器的原型车辆在上面说明的“梁”测试中已经表现为胜出,并且对车轮速度提供高度稳定的控制。

[0045] 由控制器测量的速度比可以是传动比,但在优选实施例中,其是变速比。在任一种情况下,相关的测量优选地包括感测输入速度和输出速度。在测量了变速比时,该变速比就可以转换成在后续步骤中使用的传动比。

[0046] 所测量的速度比与目标速度比的比较优选地包括从一个中减去另一个。

[0047] 确定输出力矩需求优选地由比例积分控制器基于上述比较来执行。

[0048] 优选地,通过将控制压力要求的微分(即,控制压力对于时间的曲线的斜率)乘以对应于液压装置中的时间滞后的因数来获得补偿值。

[0049] 尤其优选的是,传动是这种类型的:其包括分路齿轮并且能够提供齿轮空档。

[0050] 液压装置通常包括布置成将控制压力输出至致动器的压力控制阀,该压力控制阀布置成接收经补偿的控制压力要求并适于根据该要求来调节控制压力。在连接压力控制阀和致动器的管道中,优选地具有一收缩的孔口,在该孔口上由通流(through-flow)引起了压力差。仍然更优选地是,液压装置包括在阀的输出压力的调节与致动器接收的压力变化之间产生时间滞后的适应性(compliance,柔量)。

[0051] 根据本发明的第三方面,提供一种包括变速器的传动系统,该变速器适合并布置成调节变速器反作用力矩,并且该变速器耦接于传动输入与传动输出之间,以使得传动比是变速比的函数,该传动系统包括适于以下操作的电子控制器:

[0052] 测量无级变速传动装置的速度比;

[0053] 将所测量的速度比与目标速度比进行比较;

[0054] 基于所述比较来确定传动输出力矩需求;

[0055] 考虑速度比,将输出力矩需求转换成控制压力需求;

[0056] 求控制压力需求相对于时间的微分以获得一补偿值,并将该补偿值应用于控制压力需求;以及

[0057] 将所得到的经补偿的控制压力需求输出至液压阀装置。

附图说明

[0058] 现在将参照附图,仅以示例的方式来描述本发明的具体实施方式,附图中:

[0059] 图 1 是沿相对于变速器的主轴的径向方向观察的变速器的简化示意图;

[0060] 图 2 是相同变速器的透视图;

[0061] 图 3 是表示 CVT 中的惯量和力矩的简单示意图;

[0062] 图 4 是用于控制变速器的液压回路的高度简化的示意图;

[0063] 图 5 是表示控制变速器的液压装置中的压力和压力要求的时间变化的示图;以及

[0064] 图 6 是表示实施本发明的控制系统的主要功能性元件的方块图;以及

[0065] 图 7 是结合了图 1 至图 3 的变速器的传动系统的简单示意图。

具体实施方式

[0066] 图 6 中所示的系统 110 与具有力矩控制变速器（例如图 1 至图 4 以及图 7 中所示的变速器）的 CVT 一起使用。该系统用来响应于所感测的值的大小并根据来自驱动器的比例需求来确定变速器控制变量。在最宽泛的可能的方面，可以认为该系统基于传动比误差（即，实际传动比与要求传动比之间的差）来提供闭环控制。

[0067] 该系统重复地测量当前的传动比。在原理上，这可以通过测量传动输出速度和传动输入速度并将一个除以另一个来实现。但是，该方法在传动输出速度朝零下降时变得不太有效，并且传感器噪声因此会控制所测量的速度。变速器输出速度在发动机运转时从不会接近零，于是在本实施例中采用的该方法是基于变速器输出速度而不是传动输出速度来进行比率计算。在图 6 中的 112 处，将所测量的变速器输出速度（来自传感器 14，其输出经历低通滤波器，以降低噪声）除以所测量的变速器输入速度（来自传感器 116，类似地经由低通滤波器）。该值的大小基于传动布局 and 齿轮比而与传动比成线性函数，并且在 118 处进行相关的转换，以给出所测量的传动比。

[0068] 在图 6 中的 20 处，将所测量的传动比与传动比的要求值 DVR 进行比较，在本实施例中该要求值由驱动器设定。所得到的误差（所测量的比率与要求的比率之间的差）被用作闭环控制的根据，提供给 PI（比例积分）控制器 122，该 PI 控制器确定待施加的作用力来校正传动比误差。PI 控制器是公知的。校正作用力是 (a) 比率误差乘以第一因数 K_p 和 (b) 比率误差的数值积分乘以第二因数 K_i 的和。PI 控制器的输出表示待施加在从动车轮处的力矩（“车轮力矩”）。

[0069] 回想到，变速器被构造成提供对应于变速器的活塞 36 上的压力差的反作用力矩。该压力差是变速器的控制变量。为了计算形成给定的车轮力矩所需的反作用力矩（因此计算压力差），必须考虑当前的变速比，该当前的变速比已经在图 6 的步骤 112 处确定从而是可用的。功能块 124 用来考虑变速比将所需的车轮力矩转换成变速器压力需求。

[0070] 因此，被施加以校正给定的比率误差的作用力不仅取决于该误差（及其时间积分），而且取决于当前的变速比。

[0071] 从上面的讨论回想到，在施加于控制变速器的阀的压力需求的变化与施加于变速器的对应压力变化之间存在滞后 T_{or} 。来自块 124 的压力需求输出在 126 处被修改，以补偿该滞后。这通过对压力需求进行数字微分、将该微分乘以系数 K_t 并将所得到的补偿值与压力需求信号相加而实现。系数 K_t 表示由液压装置而产生的时间滞后 T_{or} 。

[0072] 液压装置以上述方式将在效果上为低通滤波器的作用应用于所要求的变速器压力。步骤 126 处执行的操作在效果上是应用于压力需求的高通滤波器。在控制电子装置中执行的高通滤波补偿由液压装置造成的低通滤波。该结果是稳定的且具有快响应速度的系统。

[0073] 步骤 126 的输出 128 是变速器的控制变量，并且表示待用来控制与变速器相关的阀（例如 P1 和 P2）的压力需求。这是控制系统的主要输出。但是，图 6 还用来示出控制环是如何封闭的。通过液压装置进行的压力的有效的低通滤波用块 130 表示，并且正是产生自该过程的压力作用在变速器上，并因此确定由变速器而产生的反作用力矩，并由此确定车轮力矩。车轮速度的变化取决于车轮力矩并取决于车辆惯性、地面的坡度、车轮滑行（牵引）等，如上面参照图 3 所说明的，并且图 6 中的块 132 表示相关的车辆惯性 / 阻力。车轮速度的任何变化都反映在变速器输出速度的相应变化上，但是这两种速度由于分路齿轮

装置等（块 134）而不同，并且变速器输出速度当然是因此而封闭的控制环的输入之一。

[0074] 该控制系统电力地实施。在原理上其可以是模拟电子系统。公知的模拟电路可以用来实施所有的功能——滤波器、加法器等等——并且在过去变速器控制器以这种方式构造。但是，实际上，数字实施是有利的。适当编程的微处理器从传感器 114 和 116 接收输出以及驱动器的比率要求指示，并且在重复的循环中计算控制变量（压力需求）128。

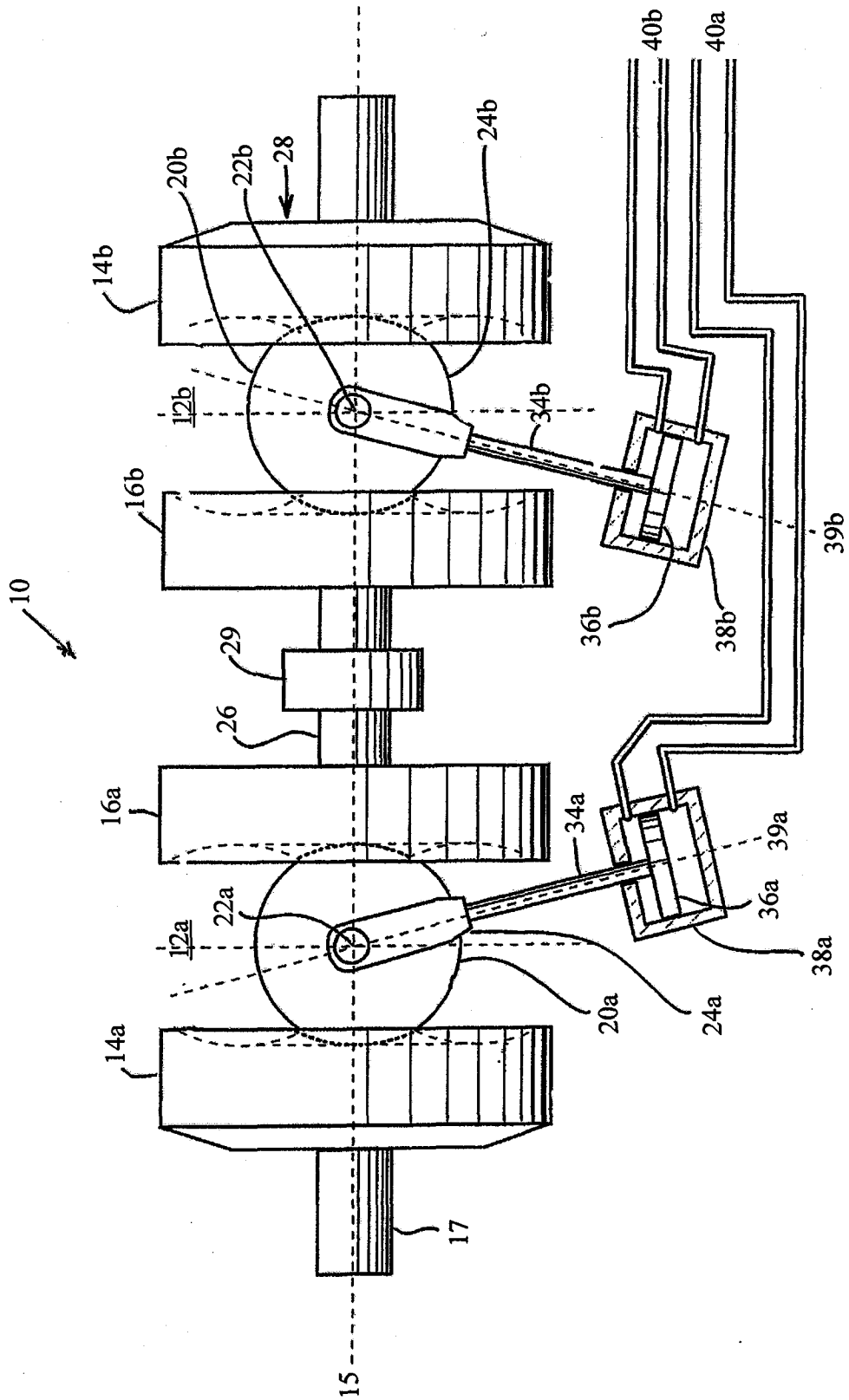


图 1

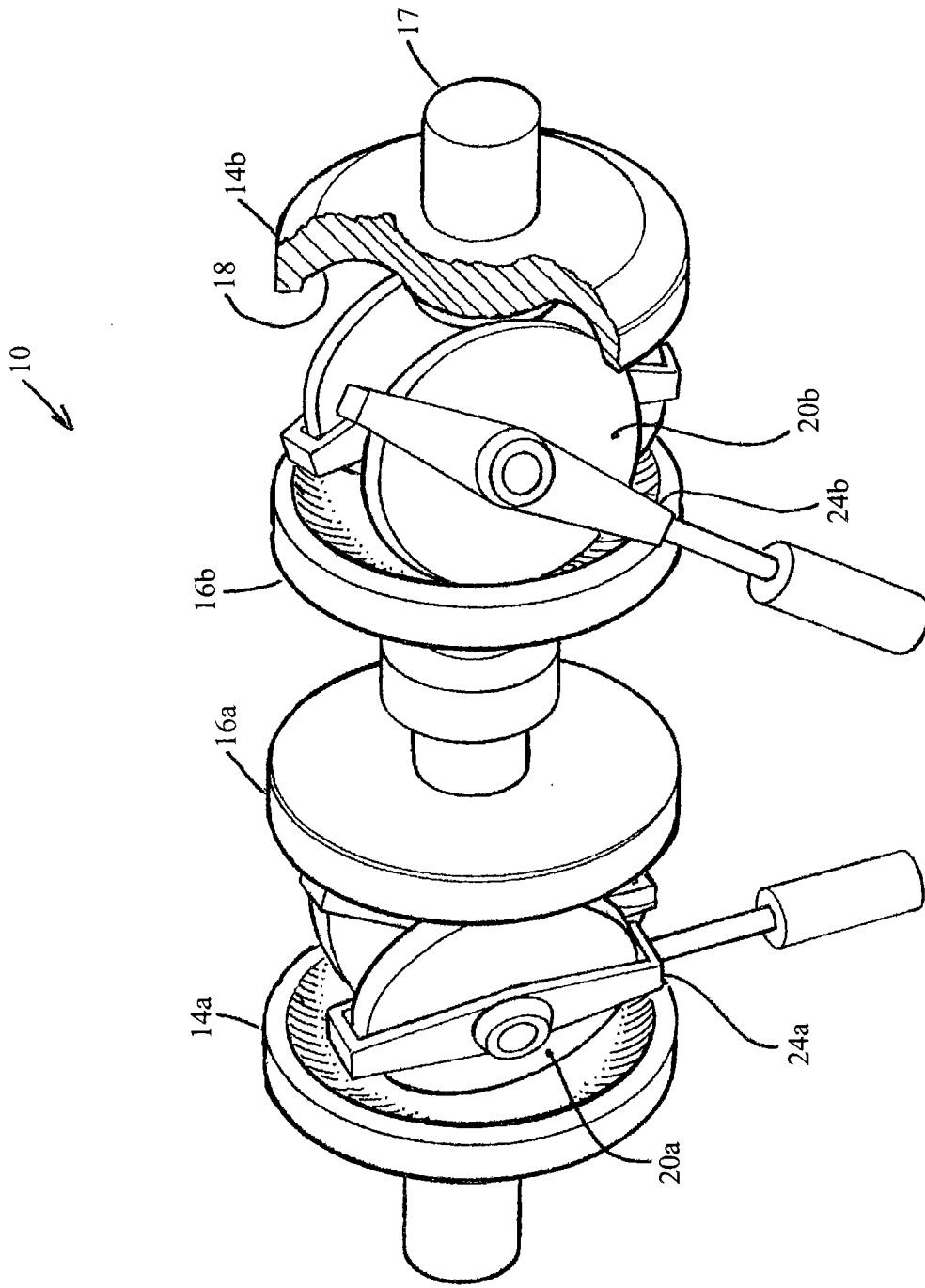


图 2

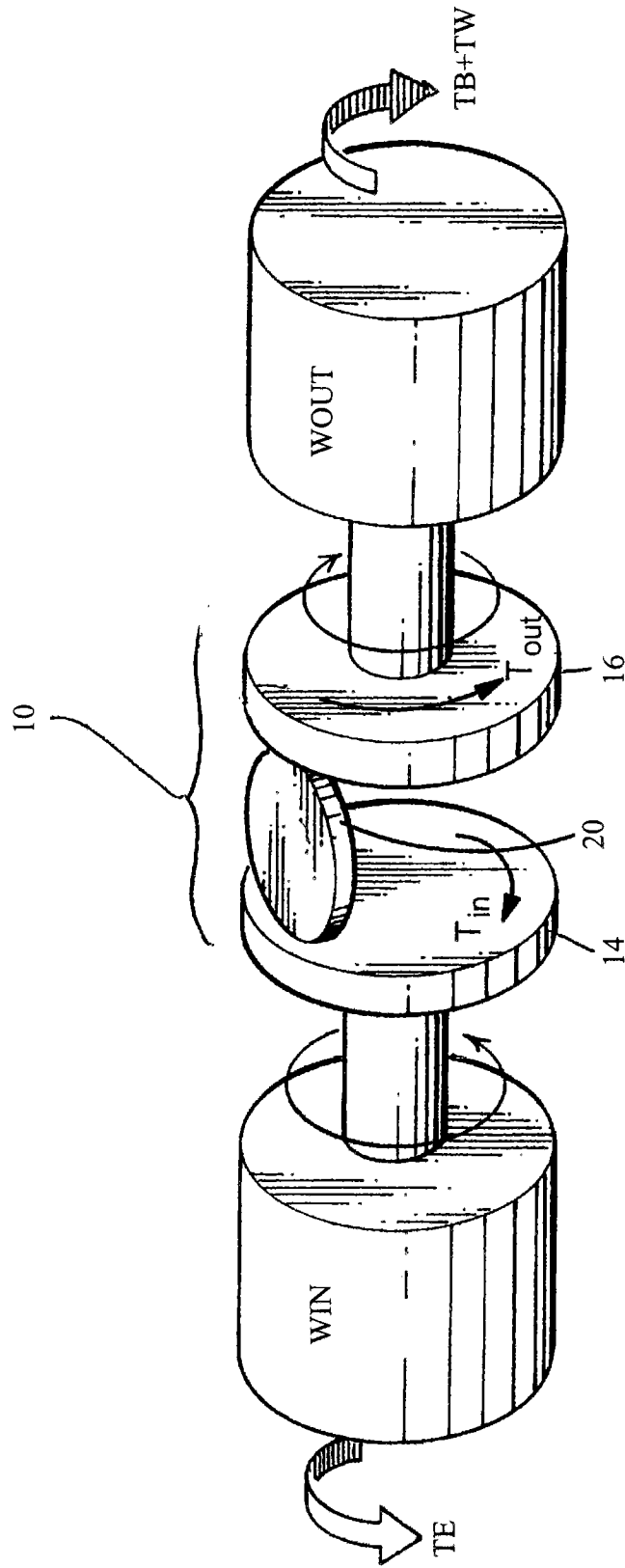


图 3

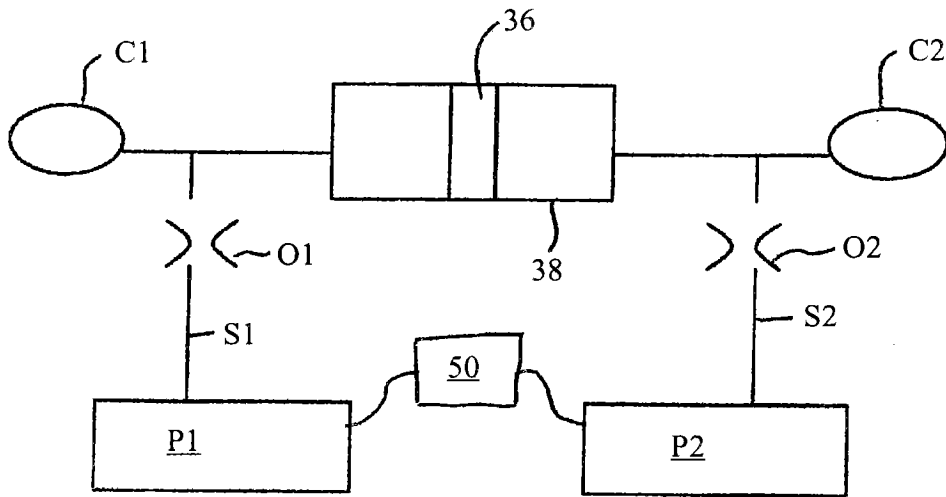


图 4

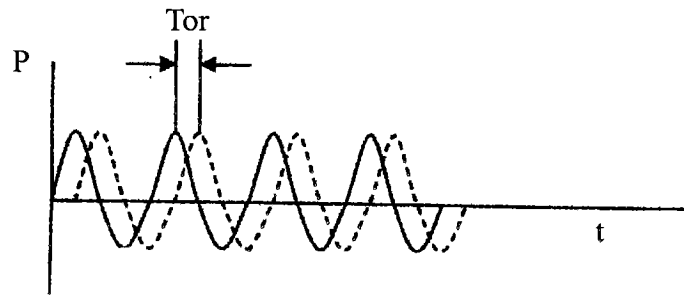


图 5

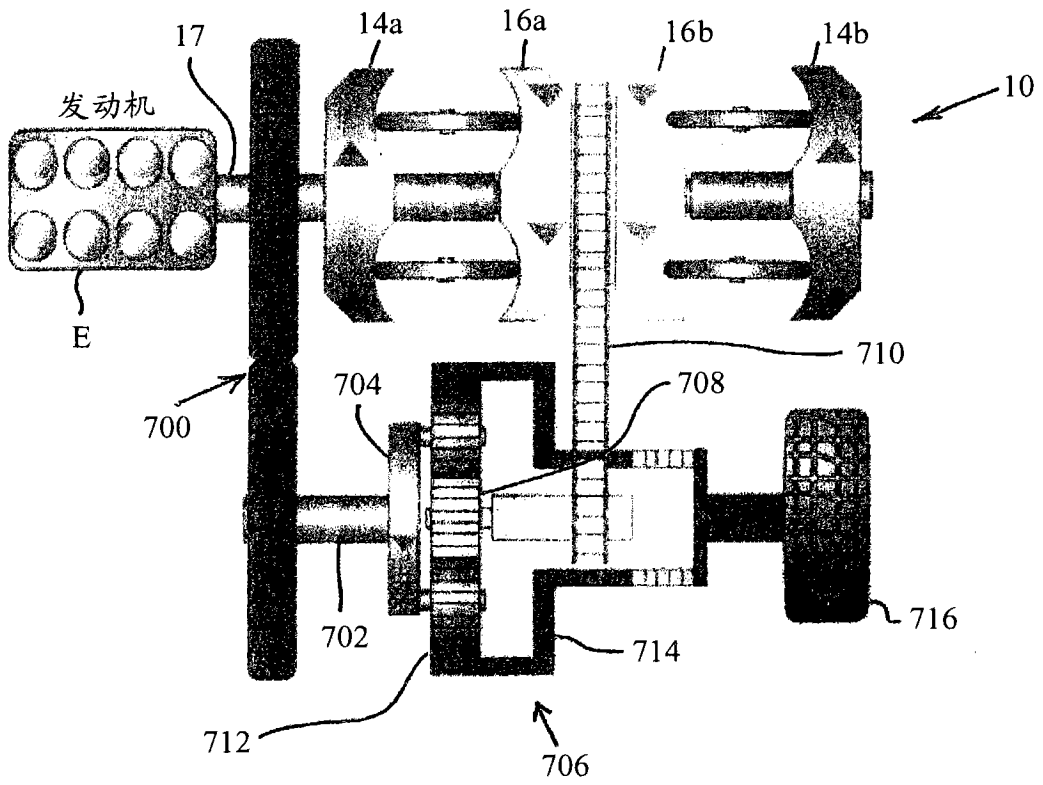


图 7