

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl⁷

F16H 3/095

B60K 17/08



[12] 发明专利说明书

[21] ZL 专利号 99126027.9

[45] 授权公告日 2005 年 5 月 11 日

[11] 授权公告号 CN 1201100C

[22] 申请日 1999. 11. 3 [21] 申请号 99126027.9

[30] 优先权

[32] 1998. 11. 3 [33] US [31] 185131

[71] 专利权人 易通公司

地址 美国俄亥俄州

[72] 发明人 A·C·斯坦 T·J·莫尔舍克

D·A·胡格斯

审查员 尚 颖

[74] 专利代理机构 中国专利代理(香港)有限公司

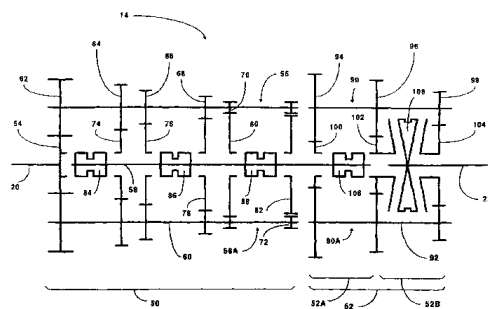
代理人 曾祥凌 黄力行

权利要求书 1 页 说明书 6 页 附图 6 页

[54] 发明名称 在高传动比间具有缩小的档间隔的机械传动装置

[57] 摘要

一种机械式传动装置(14)以及应用这种传动装置的自动系统(10), 传动装置具有多个档位(一档到十二档), 其中包括一个相对于同等传动装置的档间隔平均值(30% - 40%)较窄的档间隔平均值(13%)的高档位组。这就允许车辆在高速运行(35 - 70mph)时发动机工作在理想的转速(112)或非常靠近理想转速, 从而模拟实现了无级变速器(CVT)的特性。



ISSN 1008-4274

1.一种车用自动机械传动系统(10),其包括一个内燃机(12),内燃机(12)通过一个联结器(16)可驱动地连接到一个机械传动装置(14)上,还包括一个
5 电子处理器(36),用于接受输入信号(34)并根据逻辑规则对其进行处理,从而向系统致动器发出指令输出信号(32),所述系统的特征在于:

所述传动装置是一组合式传动装置,其包括与一副变速器(52)串联的一主变速器(50),所述传动装置具有多个可选择的前进档位(一档到十二档),其中包括一个至少由三个连续档位组成的、用于车辆的高地速运行的高档位组(七
10 档到十二档),和一个至少由四个连续档位组成的低档位组(一档到六档),该低档位组运行的车辆地速低于在所述高档位组中运行的车辆地速,所述高档位组和低档位组中的每一个具有其中的连续档位之间的平均档间隔,所述高档位组和低档位组中的每一个内没有一个档位与该档位组内的下一个连续档位之间的档间隔
15 大于该档位组的连续档位之间的平均档间隔的两倍,所述高档位组和低档位组中的每一个内没有一个档位与该档位组内的下一个连续档位之间的档间隔大于该档位组中的连续档位之间的任何其他档间隔的两倍,所述低档位组中的连续档位之间的平均档间隔是所述高档位组中的连续档位之间的平均档间隔的至少两倍,所述高档位组中的连续档位之间的平均档间隔是大约10%—20%,并且所述低档位组中的连续档位之间的平均档间隔的范围是30%—50%;以及

20 所述处理器具有至少一种用于至少在所述高档位组中的各档位之间自动换挡的操作模式。

2.根据权利要求1所述的系统,其特征在于:所述高档位组具有至少四个档位,并且用于使车辆运行在大约35MPH到65MPH或更高的速度上。

3.根据权利要求1所述的系统,其特征在于:所述传动装置具有非H类型的换
25 档布置。

在高传动比间具有缩小的档 间隔的机械传动装置

5 技术领域

本发明涉及一种用于车辆的多档机械传动系统，尤其是全自动机械传动系统或半自动机械传动系统，在该传动系统中的多个高速档位间具有相对较小的档间隔（传动比级，ratio step）。

背景技术 如本领域所熟知的那样，用于重型车辆的车用多档传动装置可具有9个、10
10 个、12个、13个、16个、18个或更多的前进档位，参照美国专利第4754665号、5390561
号和5546823号就可以验证这种情形，这些文献所公开的内容在本文中作为参考资料。一般这些传动装置在整个传动速比范围（即最高前进档和最低前进档之差）
内都设置了基本相等的档位间隔，即相邻档位间的速比变化的百分比基本相同。
档间隔的设置折中考虑了两方面的需求：车辆可被理想地驱动前进；以及希望在
15 某一档位上发动机工作转速接近或达到燃油最佳效率区间，或换句话说讲在所希望的
的发动机转速下操作。

如本领域所熟知的那样，自动机械传动系统包括全自动变速系统、半自动变
速系统以及其它可以自动完成手动换档所需操作的部分或全部工作的传动系统，
这可以通过参照美国专利第4361060号、4648290号、4596986号、4873881号、
20 5406861号和5592851号获得验证，这些文献所公开的内容在本文中作为参考资
料。用于这些系统的自动离合控制技术也是本领域所熟知的，美国专利第4081065
号、5403249号和5624350就公开了自动离合控制的一些事例，这些文献所公开的
内容在本文中也将作为参考资料。

用于车辆的所谓的连续或无级变速传动装置（“CVT”）在本领域也是熟知
25 的，作为参考，美国专利第5108352号、5081877号、4487085号就公开了无级变速
装置（CVT）的一些事例。采用CVT的优点在于传动速比可以连续地变化，而不
是仅仅在有限的几个档位上变化，并始终使发动机在非常接近或达到其理想最佳
转速上工作。但这些传动装置由于其负载能力有限、不确定的或不能令人满意的
可靠性及复杂的结构和/或昂贵的价格，所以在商业上并不成功，尤其是用于重载
30 车辆的情况下。

发明内容

根据本发明所设计的一种机械式传动系统最好是至少半自动传动系统，其具有机械中间轴或副轴传动装置所公知的结构简单和高可靠性的优点，并在最常用的高速档位上具有模拟无级的能力，使发动机在非常接近或达到其理想最佳转速上工作，从而克服或减小了现有技术中的缺陷。这是通过提供一种多档传动装置、尤其是一种具有至少九个或更多前进档位的组合式传动装置来实现的，在该传动装置中高速档位间对比于现有技术中的传动装置具有相对很小的档间隔，例如为10%到15%的间隔，而现有的传动装置却一般为30%到40%的档间隔（传动比级）。

由于采用这样的传动系统可能需要非常规的档位布置类型（即不同于普通的多个H状或往复H状档位布置类型）和/或在高速档上比普通需要的换挡更频繁的换挡操作，本发明的最佳实施例是至少半自动传动系统，虽然这一点并不是限制性的。

从而，本发明的目的是提供一种适用于重载车辆的机械式传动系统，它的结构相对简单、价格便宜、可靠性好，这种传动系统最好是机械式自动传动系统，其高速档位可模拟无级变速装置的工作。

通过阅读结合附图对最佳实施例的下列描述，本发明上述以及其它目的和优点将变得显而易见。

附图说明

图1是根据本发明的自动机械传动系统的示意图。

图2是根据本发明的机械传动装置的示意图。

图3是图2中的传动装置的档位布置类型的示意图。

图4中的表格用于表示图2中的传动装置的各个齿轮的齿数。

图5中的表格用于表示图2中的传动装置在每个前进档位时的传动速比和啮合齿轮及各前进档位间的速比间隔。

图6是本发明的图解表示。

图7中的图表用于表示图2中的传动装置的各换挡点。

具体实施方式

在下文的描述中，为了叙述的方便将使用一些确定的术语，但这些术语并不具有限定作用。词汇“向上”、“向下”、“向右”、“向左”指示所研究对象的参照方向。词汇“向里”、“向外”分别指接近或远离装置或其上指定部件几何中心的方向。所说的术语将包括上述特定指明的词汇、由此引申出来的词汇或具有类似意义的词汇。

在图1中示意性地表示了一个采用本发明的车用自动机械传动系统10。全自动和半自动的机械传动系统在本领域是熟知的，这可以通过参照前面提到的美国专利第4361060号、4595986号、4648290号、4873881号、5406861号和5592851号来获得实例。

5 车用自动机械传动系统10包括一个燃油控制的发动机12，例如是人们熟知的电子控制柴油发动机，由发动机12通过一个联结器来驱动一个组合式机械传动装置14，所说的联结器例如是一个摩擦式主离合器16。发动机12包括一个输出部件18，由该部件来驱动主离合器16的输入部件16A，而该输入部件可选择性地与安装在传动装置输入轴20上的输出部件16B接合或脱开。传动装置14的输出轴22用于
10 进行驱动联接于车辆相应的部件上，如本领域所熟知的那样，该相应部件例如是驱动轴24上的差速器，分动器或类似的部件。自动传动系统10还可包括一个发动机控制器26，一个离合器致动器28以及一个换档致动器30。离合器16可以是完全自动控制的，或除了车辆起步操作之外全部自动控制的，或完全由人工控制的。致动器26、28和/或30最好从一个基于微处理器的控制单元36获得指令输出信号32
15 和/或向该控制单元提供输入信号34。传感器38、40和42被用来提供分别指示发动机12转速、传动装置输入轴20转速和传动装置输出轴22转速的输入信号。其它一些设备，例如驾驶员控制面板44和节气门位置传感器46也可以被用来向控制器36提供输入信号。系统10还包括电力、压缩空气和/或液压动力的能源（图中未示出）。

20 上述介绍的动力传动系上的各个部件及其控制都是本领域所熟知的，可以通过参照美国专利第4595786号、4576065号、4445393号及4850236号来更详细地了解这些技术。传感器38、40、42和46可以是已知结构的任何类型，只要能产生与所监测的参数成比例的模拟或数字信号就可以。类似地，致动器26、28和30也可以是任何已知的电驱动类型、气动类型或电气组合类型，它们可对中央处理单元
25 36发出的指令输出信号32作出响应并执行动作。中央处理单元除了接受直接输入的信号之外，它还配置了用于对从传感器输入的信号进行微分运算的电路，从而提供一个表示信号变化率的计算信号。在处理器单元36还可以有其它的电路、逻辑规则和/或存储的数据，用来与从传感器40和42输入的信号进行比较，从而检验和/或识别传动装置14啮合在某一特定的齿轮档位上。

30 如所知的那样，各个传感器、致动器和控制单元36可以通过一个电子数据链

路进行沟通，这样的数据链路符合某一产业标准，例如美国汽车工程师学会（SAE）的J-1922标准、J-1939标准或国际标准化组织（ISO）的ISO 11898标准。

图2中表示了组合式机械传动装置14的结构细节。类似于组合式机械传动装置14的传动装置在现有技术中是熟知的，参照美国专利第3105395号和3283613号可以对此有一个更好的理解认识，这些文献所公开的内容在本文中作为参考资料。还可以通过参考前面提到的美国专利第4754665号、5390561号和5546823号来进行理解。

传动装置14是一组合式机械传动装置，包括与一副变速器52串联的一主变速器50，副变速器52包括一分级式副变速器52A和一范围式副变速器52B，其结构细节及优点公开在前述美国专利第4754665号和5390561号中。

在主变速器50中，输入轴20上安装了一个输入齿轮54，该齿轮54同时驱动多个转速大致相等的基本相同的主变速器中间轴组件56和56A。这两个基本相同的主变速器中间轴组件被设置在主轴58直径方向相对的两侧，而主轴58一般与输入轴20和输出轴22同轴排列。每个中间轴组件都包括一根中间轴60，该轴由传动装置壳体（图中未示出）上的轴承（未示出）支承。在每根中间轴上都设置了一相同组的中间轴齿轮62、64、66、68、70和72，这些齿轮固定于中间轴上并随之转动。围绕主轴58设置了多个主轴齿轮74、76、78、80和82，如本领域所公知的那样，在某一时刻，通过滑动爪式接合套84、86和88可选择地将主轴齿轮之一与主轴58嵌合，并随之转动。接合套84还可以用来将输入齿轮54嵌合在主轴58上，从而在输入轴20和主轴58间实现一种直接的驱动关系。

通常，滑动接合套84、86和88在轴线方向的定位是通过与致动器30相连的换挡叉（图中未示出）来确定的，接合套84、86和88可以是任何的已知类型，例如是双作用型、非同步型或同步式的爪式接合器类型。

主变速器的主轴齿轮82是一个倒档齿轮，该齿轮通过普通的中间惰齿轮（未示出）始终与中间轴齿轮72保持啮合关系。如人们所熟知的那样，滑动爪式接合套84、86和88是3位接合装置，其可以位于如图所示的中央非接合位置，或最右端接合位和最左端的接合位置。

副变速器部分52包括两个大致相同的副中间轴组件90和90A，每个组件包括一根副中间轴92，该轴由传动装置壳体（图中未示出）上的轴承（未示出）支承，并设置了三个副变速器中间轴齿轮94、96和98，这些齿轮固定在轴上，并随之转

动。副中间轴齿轮94始终与副变速器的分级式副变速齿轮100啮合并支承该齿轮，分级式副变速齿轮100环绕主轴58布置。副中间轴齿轮96始终与副变速器分级/范围式副变速齿轮102啮合，并支承该齿轮。分级/范围式副变速齿轮102环绕输出轴22的一端，该端部接近于同轴线布置的主轴56的后端。副变速器中间轴齿轮98始终与副变速器的范围式副变速齿轮104啮合，并支承该齿轮，该齿轮环绕输出轴22布置。一个滑动式两位爪式接合套106被固定在主轴58上并随之转动，用它来选择性地将分级式副变速齿轮100或分级/范围式副变速齿轮102之一连接到主轴58上，而在输出轴22上则固定了一个两位同步爪式接合套组件108，并随输出轴转动，该离合爪组件被用来选择性地将分级/范围式副变速齿轮102或范围式副变速齿轮104之一连接到输出轴22上。从而，用滑动接合套106来决定分级式副变速器52A的齿轮传动比，而用同步接合套组件108来决定副变速器52中范围式副变速器52B的齿轮传动比。这样如同在前文提到过的美国专利第4754665号和5390561号中详细描述的那样，副变速器部分52就具有了三排齿轮，并具有四个可以选择的变速档位。

虽然传动装置14的主变速器50具有五个可能的前进档位，副变速器52具有四个潜在的前进档位，也就是在理论上可以有二十个前进的档位，但在本发明的传动系统中实际上只采用了理论上可获得的档位中的十二个速比。

图3表示了本发明的传动装置14的档位如何布置来获得十二个前进档位和一个倒车档位。如图所示，用来获得十二个前进档位的档位类型是非标准布置的，这样的档位布置最好应用在一个至少是半自动的传动系统中，在这样的系统中，传动装置中按照输出指令信号32进行工作的换挡致动器30对由逻辑控制器产生的换挡请求或/和驾驶员通过控制模块44发出的换挡请求作出响应，自动改变传动装置的档位。可以看到，驾驶员控制模块44包括一个“D”位置和一个“H”位置，在“D”位置时齿轮的传动速比由逻辑控制器自动选择，而在“H”位置时，驾驶员可以手动操作提档或降档，然后根据控制器36发出的输出信号，自动完成换挡的过程。

图4表示了传动装置14的每个齿轮的齿牙数，而图5表示了传动装置每个前进档位时的输入轴和输出轴转速之间的各传动比，并指示了在每个档位时在主变速器、分级式副变速器和范围式副变速器每一速比分别是哪些齿轮参与了啮合，并指明了相邻档位间的速比变化百分率。

在一个普通的用于重型车辆的10、12、16或18个前进档位的传动装置中，在

传动装置的整个档位覆盖范围内,各档间的间隔一般是相同的,平均在30%到40%之间。参照附图5可以看出,在低档位组中,即从一档到六档的范围内的档间速比间隔要远大于在高档位组中的档间速比间隔,所说的高档位组是指传动装置从七档到十二档。在第七档到第十二档之间的前进速度范围内的档间隔大约为13%。

- 5 在这些从七档到十二档的高档位上的运行占车辆总的运行操作的大部分,对重型车辆来说,所述档位下的运行速度在35mph(英里每小时)到70mph之间。通过在高速档位组中设置相对较窄的档间隔,对车辆的动力传动系而言,车辆的大部分运行都使得发动机工作在非常接近峰值效率或其附近。

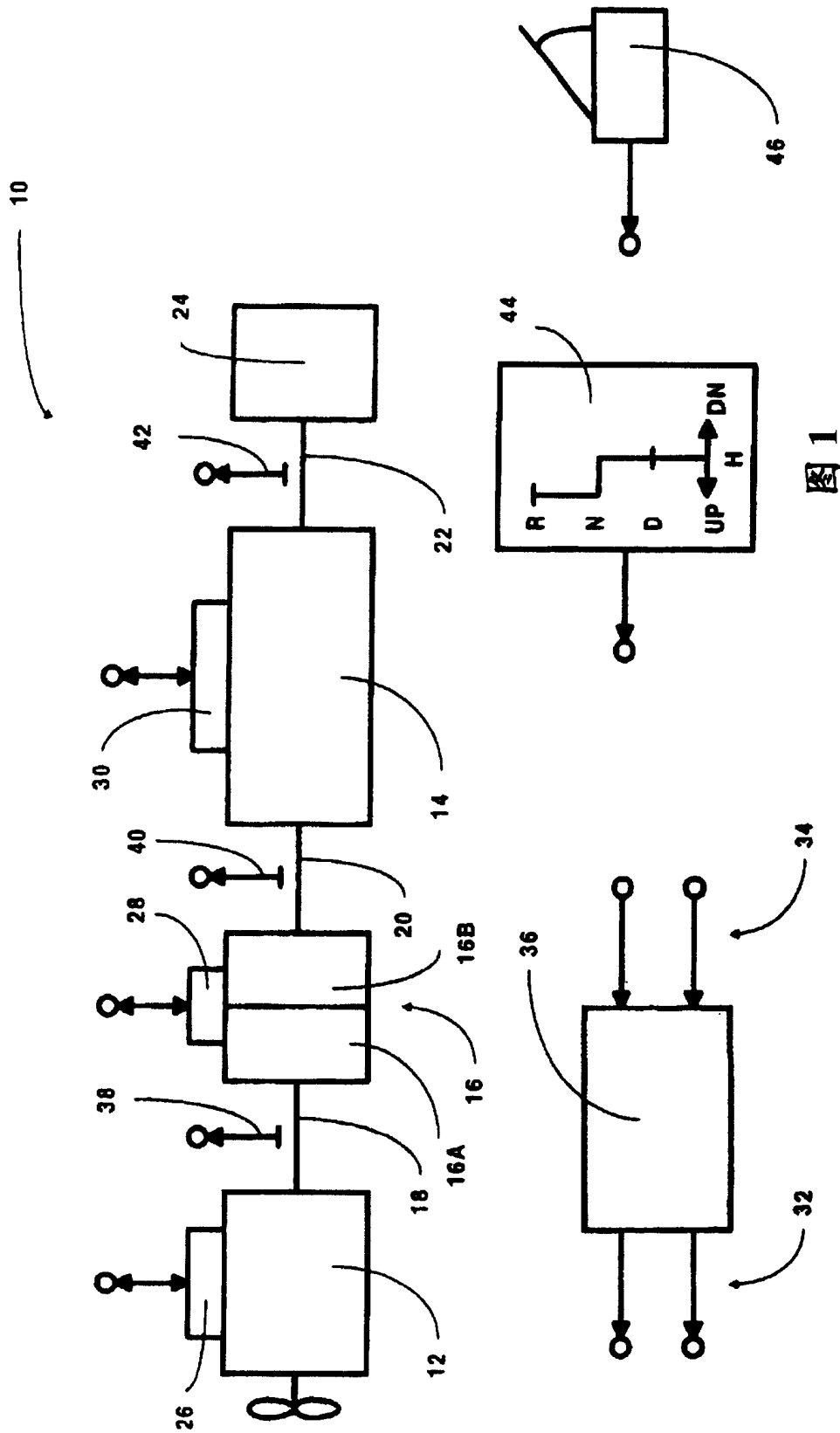
图6以比例并不严格精确的视图示意说明了本发明的优点,图中以图线112代表发动机随各检测参数(例如节气门位置)的峰值效率线。图线114代表当传动装置的档间隔为40%时的各提档点和降档点,而图线116则代表当传动装置的档间隔大约为13%时的各提档点和降档点。通过采用相对较小的档间隔,传动装置可使发动机工作在贴近发动机峰值效率曲线112很窄的一个转速范围118内。相比之下,如传动装置的档间隔是按照现有技术设置的,则发动机将工作在转速范围120
15 内。这样,当在高档位范围内运行时,传动装置14将使发动机工作速度等于或非常靠近发动机的最佳效率转速。从而,模拟实现了采用无级变速装置(CVT)类型的传动系统才能达到的优点。

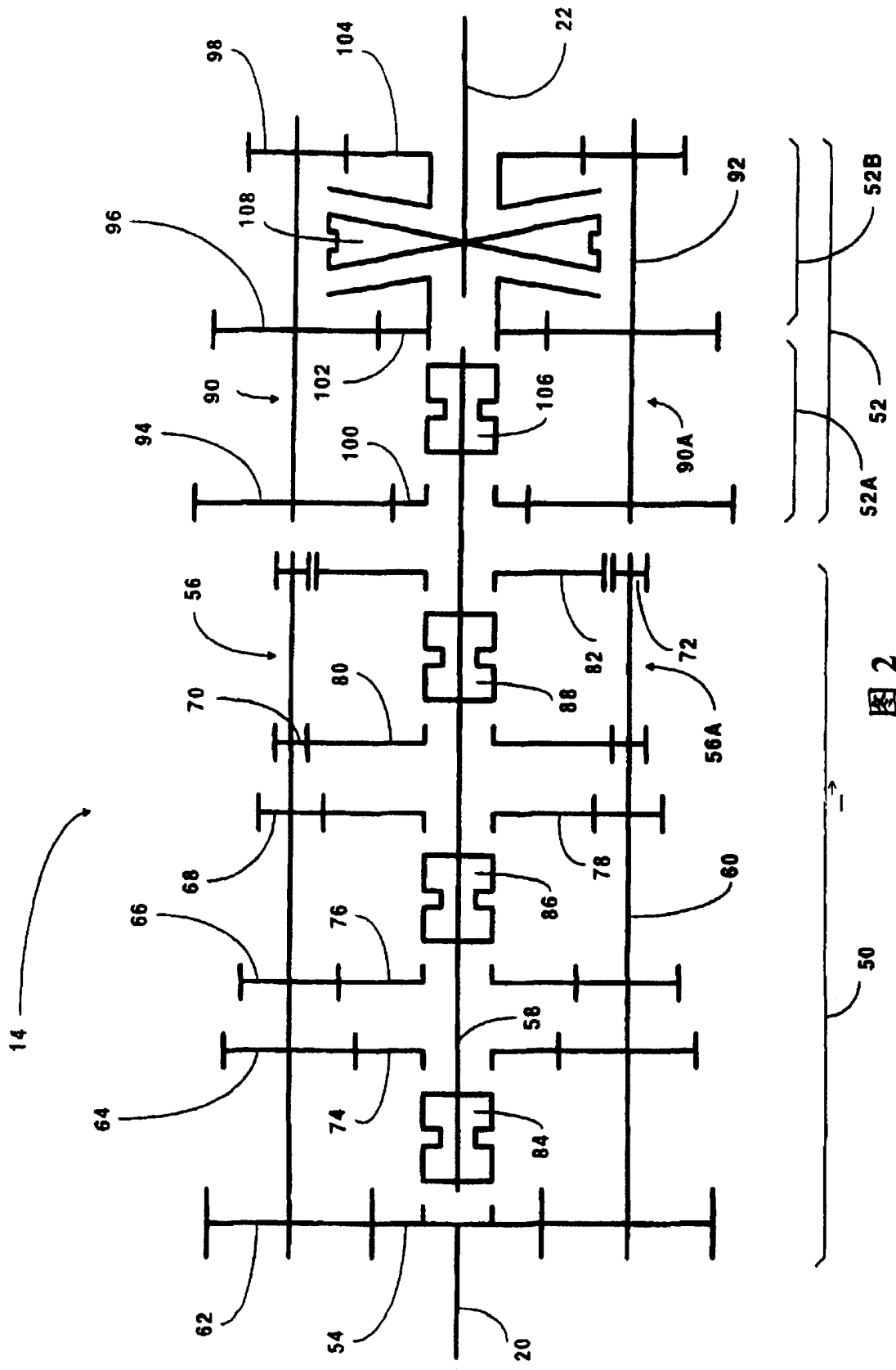
在图7中表示了传动装置14的换档点。区间130代表传动装置14在高档位(七到十二档)时发动机转速的工作范围。而区间132和134则分别代表普通14—16速
20 传动装置和10速传动装置通常的转速范围。

在其它的实施方式中,如传动装置只在两个高档位上是自动操作的(即“Top-2”类型的传动装置,例如可参考美国专利第4722248号和4850236号),则可以只在两个高档位间设置一个较小的档间隔。

因而,本发明提供了一种相对简单、便宜的传动系统,它具有机械传动装置
25 的可靠性和负载能力,同时又提供只有无级变速装置才具有的优点。

虽然在描述中,对本发明进行了一定程度的具体专门限定,但应当说明的是对最佳实施例的描述仅仅是为了进行示例,在不超越本发明的设计思路和所附的权利要求书范围的情况下,对本发明的形式和细节的各式各样的改变都是可能的。





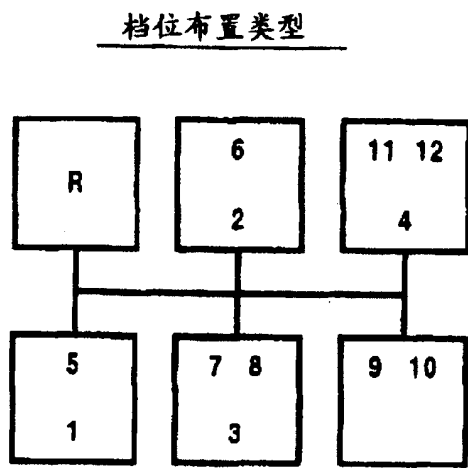


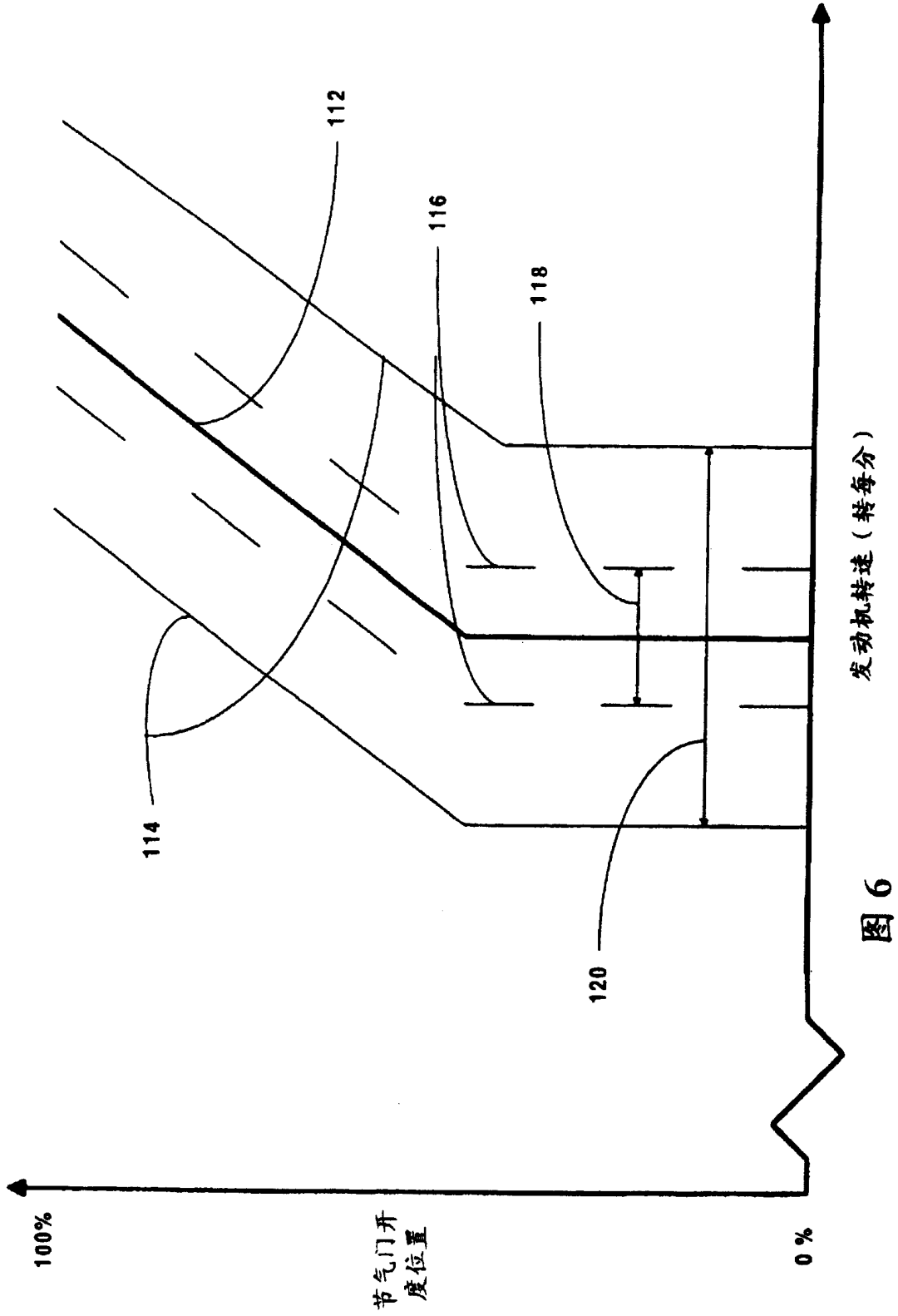
图 3

齿轮	齿数
54	54
62	61
74	48
64	69
76	54
66	47
78	60
68	35
80	62
70	27
82	40
72	17
100	34
94	43
102	32
96	36
104	60
98	17

图 4

档位	传动 速比	主变速 器齿轮	分级式 副变速 器齿轮	范围式 副变速 器齿轮	档间隔
1	11.58	80	100	104	
2	7.69	78	100	104	51%
3	5.15	76	100	104	49%
4	3.51	74	100	104	47%
5	2.59	80	100	102	35%
6	1.94	78	100	102	43%
					33%
7	1.46	76	100	102	
8	1.30	76	102	102	12%
9	1.12	54	100	102	15%
10	1.00	54	102	102	12%
11	0.88	74	100	102	13%
12	0.79	74	102	102	12%

图 5



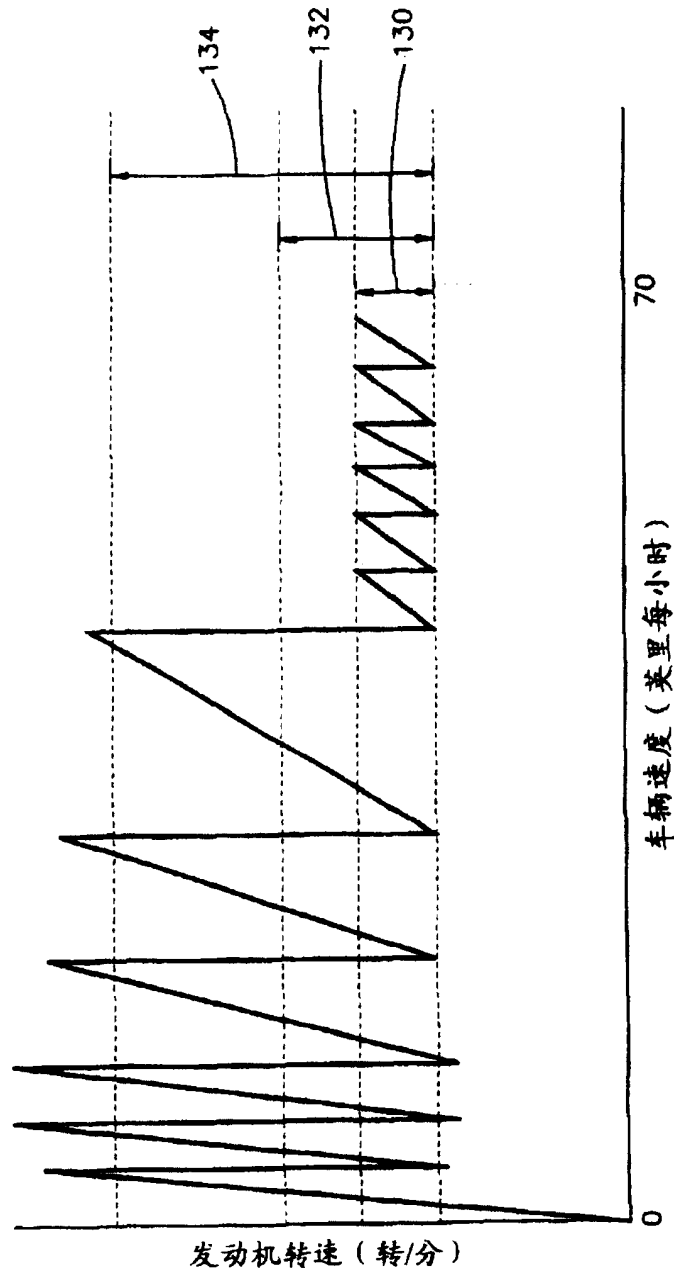


图 7