

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl.
F16H 61/42 (2006.01)



[12] 发明专利申请公布说明书

[21] 申请号 200680021310.5

[43] 公开日 2008年8月27日

[11] 公开号 CN 101253351A

[22] 申请日 2006.6.15

[21] 申请号 200680021310.5

[30] 优先权

[32] 2005.6.15 [33] US [31] 11/153,111

[32] 2005.6.15 [33] US [31] 11/153,112

[86] 国际申请 PCT/US2006/023285 2006.6.15

[87] 国际公布 WO2006/138447 英 2006.12.28

[85] 进入国家阶段日期 2007.12.14

[71] 申请人 托维克公司

地址 美国纽约

[72] 发明人 K·E·格利斯曼 M·R·弗罗纳

[74] 专利代理机构 永新专利商标代理有限公司
代理人 王 英

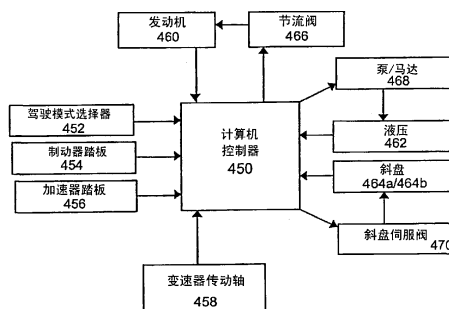
权利要求书6页 说明书21页 附图10页

[54] 发明名称

双液压机变速器

[57] 摘要

模块化变速器仅使用带有活塞的一对小而轻的液压机来显著地提高容积效率，这些活塞主体部分的长度基本上与活塞进行往复运动的相应气缸的轴长相同。在一个闭合回路中有两个液压机运转，一个用作由车辆发动机驱动的泵，而另一个用作马达。每个机器具有一个完全铰接的斜盘。通过计算机控制，两个机器的斜盘角度无级改变，从而为启动、城市驾驶、根据负载和坡度而变化的爬坡以及公路上的超速传动等全部情况提供适当的最优发动机/车轮转速比率。这样实现了整个车辆的操作，而同时车辆发动机以相对恒定的转速和相对较低的RPM继续运转。



1、一种适用于车辆的模块化变速器，所述车辆具有发动机、用于指示车辆速度的期望变化的加速器、用于指示车辆速度的期望降低的制动器以及用于驱动所述车辆车轮的输出驱动器，所述变速器包括：

-多个液压机，每个所述液压机具有转轴、在固定气缸体中形成的气缸内往复运动的加长活塞以及角度可调的斜盘，通过所述斜盘的角度调整，所述活塞具有可变的、至多达到预定最大量的冲程；

-所述液压机分别：(a) 与可由所述车辆的发动机转动的相应的液压泵轴一起作为所述液压泵运转；(b) 与可操作地连接来旋转所述车辆的所述输出驱动器的相应的液压马达轴一起作为所述液压马达运转；以及 (c) 在液压闭合回路中相互连接；

-控制器，用于确定所述车辆的所述输出驱动器的相对速度，所述控制器可在所述车辆发动机的运转开始后进行操作并且响应于：

-所述液压泵轴的速度；

-所述液压马达轴的速度；以及

-由所述加速器和所述制动器的操作所指示的车辆速度的期望变化；以及

所述控制器确定：

-所述液压泵的斜盘的所述角度调整；

-所述液压马达的斜盘的所述角度调整；以及

-所述发动机的速度；

-所述控制器根据由所述加速器和所述制动器的操作所指示的车辆速度的所述期望变化来改变所述车辆的运转，同时对车辆负载的变动和所述车辆经过的地形的变化进行补偿，并且自动地调整所述发动机的速度，以最大化与燃油经济性相关的预定参数。

2、如权利要求1所述的模块化变速器，其中，所述控制器改变：无极地可变增大所述车辆的所述输出驱动器相对于所述液压泵

轴的速度，直到所述比率达到一为止；以及

在所述比率达到一之后，无极地可变增大所述车辆的所述输出驱动器相对于所述液压泵轴的速度；

因此，在整个车辆运转过程中最大化与燃油经济性相关的所述预定参数，所述车辆运转过程包括在所述比率达到一之后的超速传动状态期间。

3、如权利要求 1 的所述模块化变速器，其中，当所述控制器在所述车辆发动机的运转开始后进行操作时，由所述加速器和所述制动器的操作所指示的车辆速度的所述期望变化导致不直接与所述发动机转速的变动相关的所述车辆的速度变化，所述发动机的速度由所述模块化变速器来确定。

4、如权利要求 1 所述的模块化变速器，其中，所述发动机是均质充量压缩点火型发动机。

5、一种用于汽车的液压变速器，所述汽车具有发动机、由所述发动机驱动的发动机传动轴、以及用于驱动多个车轮以移动所述汽车的车轮传动轴，所述变速器包括：

在液压闭合回路中相连接的液压泵和液压马达，所述泵和马达均包括：

非转动气缸体，所述非转动汽缸体中形成有多个气缸，所述气缸绕着驱动元件的所述转动轴、沿圆周在与所述驱动元件的所述转动轴距离第一径向距离处设置；

多个相应的长活塞，所述多个长活塞可往复运动地安装在所述气缸上，每个长活塞包括活塞体和连接到所述活塞体的球形头，并且每个相应的气缸具有开口头部分，所述活塞头总是延伸出所述开口头部分；

由所述驱动元件驱动的分离合斜盘，所述分离合斜盘包括：

旋转和章动的可变倾斜转子；以及

具有仅仅章动的平面的偏心轮；

其中，每个所述活塞的冲程根据所述斜盘的倾角而变化，至多达到预定的最大值；以及

所述液压泵的所述驱动元件由所述发动机传动轴驱动；以及

所述液压马达的所述驱动元件向所述车轮传动轴传递扭矩和动力；

其中，当所述发动机以相对恒定的速度和相对低的 RPM 运转时，所述液压泵和所述液压马达向所述车轮传动轴提供足够的扭矩和动力，从而在连续加速运动而无需改变任何类型的任何中间齿轮传动的情况下，将所述汽车从静止状态移动到高速状态。

6、如权利要求 5 所述的变速器，其中，每个相应的液压机还包括相应的滑动蹄块，所述滑动蹄块枢轴地和直接地附在每个所述活塞头上而没有任何中间犬骨式构件，每个所述相应的滑动蹄块在所述活塞和所述平面之间的全部相关旋转运动期间保持与所述偏心轮的平面直接滑动接触。

7、如权利要求 5 所述的变速器，其中，所述斜盘的角度在-25 度到+25 度之间变化。

8、如权利要求 5 所述的变速器，其中，每个相应的液压机还包括：

相应的润滑槽，所述润滑槽形成在所述气缸体中每个气缸的圆柱壁上，用于保持承压流体；

全部所述润滑槽相互连接，从而在所述气缸体中形成连续润滑通路；

在每个活塞的完整冲程期间，通过由每一相应活塞轴向圆柱体的外表面对每个相应的润滑槽形成的实质闭合保持所述连续润滑通路中的所述承压流体，所述连续润滑通路接收到的承压流体的唯一来源是每个气缸的每个相应的圆柱壁和每个相应活塞的所述轴向圆柱体

之间的所述流体的最小流量；以及

所述闭合连续润滑通路完全形成在所述气缸体内部，所述闭合连续润滑通路横切每个所述气缸，并且按照一定径向距离呈中心圆周分布，所述一定径向距离实质上相同于所述驱动元件的转动轴与所述气缸中心之间的径向距离。

9、如权利要求 5 所述的变速器，其中，每个相应的液压机还包括下压组件，用于将每个滑动蹄块朝向所述偏心轮的所述平面进行偏置。

10、如权利要求 5 所述的变速器，其中，所述发动机是均质充量压缩点火型发动机。

11、一种用于代替汽车变速器腔室中的自动变速器的方法，所述汽车具有发动机、由发动机驱动的发动机传动轴以及用于驱动多个车轮以移动所述汽车的车轮传动轴，所述方法包括以下步骤：

a) 将所述自动变速器断开与所述发动机传动轴和所述车轮传动轴的连接；

b) 从所述变速器腔室中移除所述自动变速器；

c) 将包括泵和马达的液压变速器完全放置在所述变速器腔室内部；

d) 将所述发动机传动轴连接到所述泵上并将所述车轮传动轴连接到所述马达上；以及

e) 提供计算机控制，以控制所述液压变速器的操作；

其中，所述液压变速器代替所述自动变速器，并且转换来自所述发动机的扭矩和动力，从而向所述车轮传动轴提供足够的扭矩和动力，以使所述汽车从静止状态移动到高速状态。

12、如权利要求 11 所述的方法，其中，所述发动机是均质充量压缩点火型发动机。

13、一种控制向汽车的车轮传动轴提供动力的方法，所述汽车具有发动机、驾驶模式选择器、加速器踏板、制动器踏板和变速器，所述变速器包括具有可调节斜盘角度的泵斜盘和具有可调节斜盘角度的马达斜盘，所述方法包括以下步骤：

- a) 测量驾驶模式选择器的位置、加速器踏板的位置和制动器踏板的位置；
- b) 测量发动机转速和汽车速度；以及
- c) 基于所述驾驶模式选择器的位置、所述加速器踏板的位置、所述制动器踏板的位置、所述发动机转速和所述汽车速度来控制所述泵斜盘角度和所述马达斜盘角度，同时在所述泵斜盘角度和所述马达斜盘角度的预定值范围内保持恒定的发动机转速。

14、如权利要求 13 所述的方法，其中，所述发动机是均质充量压缩点火型发动机。

15、如权利要求 13 所述的方法，还包括以下步骤：

- d) 仅当所述泵斜盘角度和所述马达斜盘角度达到预定值并且所述车轮传动轴需要更大动力时，才增大所述发动机转速；以及
- e) 仅当所述发动机转速超过空转并且所述车轮传动轴需要更小动力时，才减小所述发动机转速。

16、一种控制向汽车的车轮传动轴提供动力的方法，所述汽车发动机具有从所述发动机前方延伸并且由所述发动机驱动的辅助传动轴、以及从所述发动机后方延伸并且由所述发动机驱动的主传动轴，所述方法包括以下步骤：

- a) 驱动液压模块，所述液压模块包括具有液压马达的闭合回路中的液压泵，并使用所述辅助传动轴以从所述液压马达产生液压输出；
- b) 机械地将所述液压输出耦合到所述车轮传动轴，以向所述车

轮传动轴提供动力；以及

c) 通过调整所述泵斜盘角度和马达斜盘角度，无极地改变提供给所述车轮传动轴的动力。

17、如权利要求 16 所述的方法，还包括机械地将所述主传动轴耦合到所述车轮传动轴的步骤，其中，所述液压输出和所述主传动轴的输出机械地合并，从而产生用于向所述车轮传动轴提供动力的变速器输出。

双液压机变速器

相关申请的引用

本申请要求于 2005 年 6 月 15 日申请的、名称为“DUAL HYDRAULIC MACHINE TRANSMISSION”的共同待决的 11/153,111 号美国专利申请的优先权。11/153,111 号美国专利申请是 2006 年 1 月 10 日向 Gleasman 等授予专利权的名称为“LONG-PISTON HYDRAULIC MACHINES”的 6,983,680 号美国专利的部分延续专利申请。6,983,680 号美国专利是于 2003 年 8 月 25 日申请的、现已放弃的名称为“LONG-PISTON HYDRAULIC MACHINE”的 10/647,557 号美国专利申请的部分延续申请。10/647,557 号美国专利申请是于 2002 年 8 月 28 日申请的、现已放弃的名称为“LONG-PISTON HYDRAULIC MACHINES”的 10/229,407 号美国母专利申请的部分延续母专利申请。通过引用方式将上述专利和专利申请合并于本文中。

本申请还要求于 2005 年 6 月 15 日申请的、名称为“ORBITAL TRANSMISSION WITH GEARED OVERDRIVE”的 11/153,112 号共同待决的美国专利申请的优先权。通过引用方式将该申请合并于本文中。

技术领域

本发明涉及用于车辆运动的液压变速器并涉及适合于相对“重负载”的汽车所使用的流体液压泵/马达机器。更具体地，本发明适合于用于汽车的全液压式变速器。

背景技术

全液压式变速器是现有技术。在 1965 年 8 月 10 日授权给 Anderson 的名称为“HYDROSTATIC DRIVE”的 3,199,286 号美国专

利中，模块化液压传动使用单级泵驱动独立式马达向四个车轮中的每一个提供无级加速。液压传动包括每个车轮处以及少量液体充填的控制阀。在 1975 年 2 月 15 日授权给 Hancock 等的名称为“HYDROSTATIC VEHICLE TRANSMISSION”的 3,641,765 号美国专利中，四轮静液压传动具有专门设置的单向阀和允许差异的限制性连接机构，并且在前后轮轴之间提供牵引力控制。

为了增强汽油发动机车辆性能并减小汽车重量和制造成本，本领域存在一种传动需求，这种传动允许使用返回到已证实的但速度相当低的可减少扭矩损失的发动机。本领域还存在一种传动需求，这种传动允许汽车改变速度的同时发动机以更恒定的速度运转。虽然目前正在大多数汽车上使用的变速器在加速过程中需要发动机在低速和超高速之间进行循环，但当发动机等速运行时，发动机对燃油的使用效率更高。

全液压式变速器已经有效地使用在诸如拖拉机之类低速运行的重型机械和诸如高尔夫球轻便车和全地形汽车（ATV）之类的轻型车辆上。尽管已经试图将全液压式变速器用于汽车，但是现有技术的液压变速器的效率太低，使得它们无法应用在汽车中。对汽车中使用的现有液压变速器按比例进行放大将会产生过于庞大、笨重和噪声很大的变速器，并且这种变速器比目前用于汽车中的变速器更大、更重、更吵。

尽管内燃发动机是用于美国汽车的行业标准，但一些主要的汽车制造商正在研究均质充量压缩点火（HCCI）发动机。在传统的汽油发动机中，空气-燃油混合物由火花塞点燃，从而提供动力。在 HCCI 发动机中，类似于柴油机那样，一个活塞对空气-燃油混合物进行压缩，从而增加其温度直到空气-燃油混合物点燃为止。据估计，HCCI 发动机能够比标准汽油内燃发动机提高 30% 的燃油燃烧效率。然而，在汽车上实现 HCCI 技术的主要障碍是难于在低发动机转速和高发动机转速两种速度下控制燃烧。

本领域需要这样一种变速器：提供汽车运转所必须的动力，而同时允许其发动机转速保持在相对狭窄的低中速范围内，这样 HCCI 发

动机的燃烧更容易控制。这种变速器允许在汽油动力车辆上实现更有燃油效率的 HCCI 发动机。

液压泵和马达也是众所周知和广泛使用的，它们在相应的气缸中安装有往复运动的活塞，而各个气缸形成在气缸体中并沿圆周分布在距驱动元件转动轴约第一径向距离处。许多这种泵 / 马达具有可变的位移能力，并且它们是两种常用的基本设计。在第一基本设计中，活塞相对于可变倾斜但固定的斜盘，在旋转的气缸体中往复运动。在第二基本设计中，活塞相对于可变倾斜并且转动的斜盘，在固定的气缸体中往复运动，斜盘常常被分成包括在旋转和章动转子表面上滑动的不旋转仅章动的“偏心轮”。尽管本文中的发明适合于这两种设计，但更适合于（并在本文中被描述为）对后一种类型机器的改进，在后一种类型的机器中，活塞在固定气缸体中往复运动。

在本发明中使用和在本文中描述的泵和马达是流体型液压机，并且应该了解的是，本文中通篇所使用的术语“流体”和“承压流体”是用来确定不可压缩的液体而不是可压缩的气体。因为液体具有不可压缩性，所以这两种不同类型的液压机的压强和载荷循环完全不同，以至于用于气体压缩型机器的设计无法用于液体型机器，反之亦然。因此，以下注释将全部理解为直接地并且适用于流体型液压机，并且主要地适用于按照前述内容的那些重型汽车应用。

带有固定气缸体的液压机可以制造得比必须支撑和保护重型旋转气缸体的机器轻得多、小得多。然而，这些更轻的机器需要旋转和章动斜盘组件，这些组件难于装配和支撑。为了高压/高速的运转，斜盘组件必须得到支撑，其方式为允许不旋转活塞的头部与旋转和章动斜盘的配合表面之间可以相对运动。这种现有斜盘常常被分成旋转/章动转子部分和仅章动偏心轮部分，后者包括通过连接“犬骨”式构件与不旋转活塞的头部紧密配合的凹槽。

也就是说，迄今为止这种固定气缸体机器已经使用了“犬骨式构件”加长杆（即，带有两个球形端的杆）来互连每个活塞的一端和章动但不旋转的偏心轮。犬骨式构件的一个球形端枢轴地安装到活塞的头部，但是通常在不旋转活塞的头部与章动斜盘的凹槽之间全部相对

运动期间，另一个球形端一直保持在斜盘偏心轮的凹槽中。在本领域中众所周知，这些相对运动沿着不断变化的非圆形路径运动，这些路径在离开 0 度的斜盘的全部倾角处产生。这些犬骨式构件极大地增加了制造这些轻型机器的旋转斜盘的复杂度和成本。

犬骨式构件杆有时也用于将带有倾斜的（但并不旋转的）液压机斜盘的每个活塞的一端与旋转的气缸体互连。然而，更经常的情况是，后一种类型的机器没有这种犬骨式构件，而代替使用了加长的活塞，每个加长的活塞在一端（再次通常由枢轴装配的传统蹄块元件覆盖）具有有效接触到斜盘非转动平面的球形头。如此设计这种加长的活塞，以便即使在活塞最大冲程期间的全部时间内也保持由活塞的相应气缸壁支撑每个活塞的轴向圆柱体的主要部分。这种对于加长活塞的附加支持的目的是在活塞绕它们的气缸体旋转时，确保当每个球状活塞头滑过倾斜但不旋转的斜盘时每个球状活塞头的最小横向位移。

通常，这些加长活塞主要通过“渗漏”进行润滑，即当往复运动的活塞驱动高压流体或者被高压流体驱动时，被强制在每个气缸壁和每个活塞体的外圆周长之间的高压流体部分。只有当容许限度允许在气缸壁和活塞的长圆柱体之间的足够的流体时，这种渗漏才提供好的润滑，并且足以确保良好润滑的渗漏经常对泵或马达机的容积效率产生不利影响。例如，10 立方英寸的机器为了渗漏每分钟可以使用差不多 4 加仑的流体。当经常使用更小的容许限度来减少渗漏时，适当润滑的需求限制了减少这种容许限度，增加了机器的压强和负载大小。毫无疑问，为了实现这种渗漏使用了本应该用于驱动活塞或被活塞驱动的流体。因此，就在上述给出的实例中，每分钟 4 加仑流体用于渗漏润滑，从而减少了机器的容积效率。

本发明以下公开的内容是要改进这种加长活塞机器的容积效率，而同时保证对活塞适当的润滑以及简化用于保持活塞和斜盘之间接触的装置。

发明内容

模块化变速器仅使用带有活塞的一对小而轻的液压机来显著地

提高容积效率，这些活塞主体部分的长度基本上与活塞进行往复运动的相应气缸的轴长相同。在闭合回路中有两个液压机运转，一个用作由车辆发动机驱动的泵，而另一个用作马达。每个机器具有完全铰接的斜盘。通过计算机控制，两个机器的斜盘角度无级改变，从而为启动、城市驾驶、根据负载和坡度而变化的爬坡以及用于公路的超速传动等全部情况提供适当的最优发动机/车轮转速比率。这样实现了整个车辆的操作，同时车辆发动机以相对恒定的速度和相对较低的RPM继续运转。

模块化变速器被描述为使用各种液压机的实施例，这些实施例都具有对简单结构特征的新颖的组合，结构特征包括在固定气缸体中往复运动的加长活塞、具有唯一的润滑凹槽的气缸以及直接附着于每个与旋转和章动斜盘滑动接触的活塞（没有犬骨式构件）的蹄块，或优选与分离斜盘的仅章动偏心轮部分滑动接触的活塞（没有犬骨式构件）的蹄块。试验已经证实这些简单结构特征已经协同地引起容积效率的显著增强，并且当机器完全组装起来时，可以轻易地手动改变这种增强的机械效率（即使机器的传动轴有12立方英寸容积）。每种公开的机器可以作为泵也可以作为马达运转。

这些固定气缸体液压机可以制造得比具有类似规格的传统旋转体液压机小而轻。随着改进它们的加长活塞的润滑，有可能使用这些更小更轻的液压机来满足汽车所需的使用高速/高压技术要求以用于无极可变自动变速器。

每个机器具有完全铰接的斜盘，并且借助于计算机程序，无极改变两个机器的斜盘角度的变化，从而对启动、城市驾驶、根据负重和陡度而变化的爬坡以及公路上的超速传动等全部情况提供适当最佳的发动机/转速比，从而提供等同的无极可变的齿轮传动比。

附图说明

图1显示带有可变斜盘角度的液压机的局部示意剖视图；

图2显示为了清楚而省略零件的沿图1平面2-2的液压机局部剖视图；

图 3A 显示从图 1 的平面 3A-3A 观察的当斜盘倾斜 25 度时的下压板的局部示意图；

图 3B 显示从图 3A 的平面 3B-3B 观察的斜盘和活塞下压组件的局部剖视图；

图 4 显示带有长弹簧的单个气缸的剖视图；

图 5 显示带有分离斜盘的液压机的局部示意剖视图；

图 6 显示现有技术已知的两个液压机的“闭合回路”布置的视图；

图 7A 显示本发明变速器的液压模块的端到端实施例组合的泵和马达的示意图；

图 7B 显示在并排实施例中组合的相同泵和马达以形成本发明变速器的另一个液压模块的示意性视图；

图 8A 示意性地且缩放地显示图 7A 的液压模块，表示其是用于前轮驱动车辆中的变速器；

图 8B 示意性地并缩放地显示图 7A 的液压模块，表示其是用于后轮驱动车辆中的变速器；

图 9A 是示意性地并缩放地显示图 7B 的液压模块的顶视图，表示其是用于更传统的后轮驱动车辆中的变速器；

图 9B 是示意性地并缩放地显示图 9A 的液压模块的端视图；

图 10 是本发明一个实施例中计算机控制器的优选输入和输出的框图。

具体实施方式

首先，对本发明的下列关键特征进行描述：

为了满足世界上对石油资源保护的需要，而在同时不会明显干扰当前世界上燃油分配，本发明提供一种使用已知的和经过验证的液压和电子部件的全液压、无齿轮、无级可变的变速器。

因为本发明的液压变速器以极低的发动机 RPM 提供工作扭矩，以本发明代替车辆原有的变扭器传动的汽油发动机车辆以低得多的发动机转速运转。这个特征源于使用具有固定气缸体和In较宽的角度连续区（优选从-25 度到+25 度）内发生改变的转动斜盘的液压机实

现了非常显著的效率。

本发明的变速器在不降低速度的情况下直接耦合到汽油动力车辆的发动机上。本发明的变速器完全代替该车现有的变速器，安装在相同的空间位置，但实质上比原有的变速器体积更小、重量更轻。在车辆的发动机和本发明之间无需离合器或变扭器，本发明包括以“闭合回路”液压流形式连接的分别作为泵和马达工作的两个液压机。泵由汽车发动机直接驱动，产生液压流体的斜盘受控流动，而液压流体直接传送到配套的马达中。马达直接耦合到车轮传动轴上，通过选择性地定位相应斜盘的位置，在反作用于驱动轮阻力扭矩的过程中产生驾驶员所需的扭矩。

也就是说，有创造性的变速器根本上改变了汽车响应于驾驶员输入的方式。在带有手动或自动齿轮变速器的汽车中，当驾驶员踩下油门踏板要求加速时，通过增加发动机转速将动力增加到车轮传动轴上。一旦连续加速，当发动机达到某一高速时，变速器要么自动地要么由驾驶员经离合器进行输入，从而改为更高的排挡，并且发动机转速下降。利用有创造性的无齿轮变速器，当驾驶员踩下油门踏板要求加速时，通过在变速器中改变斜盘比率而增加动力，并且发动机转速仍然保持相对固定。一旦连续加速，只有当斜盘比率达到某一值时，发动机转速才增加到新的、稍高的水平，从而提供所需的额外动力。

变速器的电子控件相当简单。发动机转速和输出传动轴速度连同耗油量和驾驶员的节流阀和制动器指示信号一起受到监视，并且受控的变量仅仅是在液压泵/马达中的斜盘角度，并且在不常见的情况下受控的变量是发动机 RPM。

利用本发明的样机，液压变速器向运动功用车辆（重 5575 磅）的车轮传动轴提供足够的动力，从而在模拟测力计-模拟平路上将汽车迅速加速到 30 MPH，而同时保持 860 RPM 的发动机转速。这个初步试验将车辆从 25:1 的无级变速传动比率限制到超过 0.67:1 的无级变速传动比率。由于汽车加速到更高的速度，为了使发动机保持恒定速度的时间达到最大并且提高燃油效率，有可能使得发动机转速平缓变大。液压变速器样机能够提供足够的动力以使得汽车加速到公路行

驶的速度，而同时不会使发动机转速超过 2200 RPM。另外，该创造性的变速器能够以 2 RPM（即，仅仅 16 英尺/分钟的速度）启动和保持平稳的车速，并且在由容积式流量计测量这种加速的期间，它实现了加速度变化率峰值大于 10 MPH/秒，并且减少 50%的耗油量。更进一步地，以 20 MPH/秒实现了令人满意的减速，这种减速使车辆完全停止而无需使用制动器。

本发明的变速器能够利用对发动机转速的极小的变动来改变传动轴速度。因此，本发明允许发动机转速保持在相对较窄的中低范围内，其中在新近提出的 HCCI 发动机中的燃烧更容易控制。本发明的变速器非常适用于用在汽油动力车上的更具燃油效率的 HCCI 发动机。

更进一步地，本发明使得汽车工业有可能恢复到已证明的更低速/更高扭矩的发动机，允许利用更轻、成本更低的发动机来实现甚至更高效率的改进。

尽管可用于创建本发明变速器液压部分的液压机的操作是公知的，但下文中将详细描述优选的这种液压机对。如上所述，假定每个公开的机器连接在公知的带有适当配对的泵或马达的“闭合回路”液压系统中。本发明的变速器中的两个液压机在结构上尽可能相同，一个用作泵而另一个用作马达。

在优选实施例中，本发明的变速器和蓄电池一起使用，从而提高燃油经济性。

长活塞液压机

参考图 1，可变液压机 110 包括模块化固定气缸体 112。气缸体 112 具有多个气缸 114（仅显示出一个），其中多个相应匹配的活塞 116 在活塞 116 的退回位置和可变延伸位置之间往复运动（最大延伸位置在活塞 116' 处）。每个活塞在伸长的轴向圆柱体部分 122 的一端具有一个安装在颈部 120 上的球形头 118，轴向圆柱体部分 122 基本上与每个相应气缸 114 的长度一样。每个球形活塞头 118 配合在相应蹄块 124 之内，蹄块 124 可以在形成在转子 128 表面上的平面 126 上滑动，转子 128 枢轴地连接到驱动元件（即，气缸体 112 中心的膛内部的轴

承支撑的轴 130)。

液压机 110 具有模块化的阀门组件 133，阀门组件 133 用螺栓固定，作为模块化气缸体 112 的左端的顶盖，并且阀门组件 133 包括多个调节流入和流出气缸 114 的流体的滑阀 134（仅仅显示一个）。

机器 110 可以作为泵或者作为马达工作。作为马达工作时，在传动轴 130 的每个循环的第一个半周期间，来自入口 136 的高压流体通过端口 137 进入每个相应气缸 114 的阀门端，从而将每个活塞从其退回位置驱动到其完全展开的位置。在每个循环的第二个半个循环期间，因为每个活塞恢复到其完全退回到位置，所以低压流体通过端口 137 和流体出口 139 从各个相应气缸中退出。

作为泵工作时，在传动轴 130 的每个循环的半个循环期间，当每个活塞 116 都移动到伸展位置时，低压流体被吸入到每个气缸 114 中，通过入口 136 从循环液压流体的“闭合回路”进入端口 137。在每个循环的下一个半个循环期间，回到其完全退回位置的每个相应活塞 116 的驱动力通过出口 139 将高压流体从端口 137 导入关闭的液压回路中。然后高压流体通过适当的闭合回路槽（未显示）传送到匹配的液压机（例如上述讨论到的液压机 110）中，引起配套机器的活塞以随着高压流体体积（加仑/分钟）变化而变化的速度发生移动，高压流体采用公知技术进行传送。

模块化气缸体 112 中每个气缸 114 的圆柱形壁由沿圆周形成的相应润滑槽 140 呈辐射状横切。多个通路 142 使全部润滑槽 140 互相连接，从而在气缸体 112 中形成连续润滑通路。

在每个活塞的整个冲程期间，每个润滑槽 140 实质上由每个相应活塞 116 的轴向圆柱体 122 关闭。也就是说，每个圆柱体 122 的外圆周长的作用就如同一直封装每个润滑槽 140 的壁。因此，即使当活塞 116 通过最大冲程往复运动时，使全部润滑槽 140 互相连接的连续润滑通路实质上仍然保持隔离。连续润滑通路 140、142 简单、经济地形成在气缸体 112 内部。

在液压机 110 操作期间，来自入口 136 通过端口 137 进入每个气缸 114 以及正被每个活塞 116 的气缸壁和外圆周长之间加压的高压流

体的最小流量几乎立即充满全部互联的润滑槽 140。每个润滑槽 140 的润滑液体损失受到环绕封条 144 的限制，环绕封条 144 位置接近于每个气缸 114 的开口端。尽管如此，因为每个气缸的相应圆柱形壁和每个相应活塞的轴向圆柱体之间的连续最小流量响应于活塞运动并响应于当活塞往复运动时传动轴 130 的每个旋转半周期中的压力改变，所以在润滑槽 140 的闭合连续润滑通路中的润滑液体适度而连续地流动。由于每个气缸 114 的压力在每个活塞 116 的回程上减为低压，在每个气缸 114 壁和每个活塞 116 的主体部分 122 外圆周长之间驱动在不同的闭合润滑通路 140、142 中的更高压力的流体，每个活塞 116 进入到正经历这种减压的每个气缸 114 的阀门端。

因为次级的最小流体流动响应于活塞运动以及响应于当活塞往复运动时在传动轴 130 的每个旋转半周期中的压力改变，所以在闭合连续润滑通路 140、142 中的润滑液体的流动适度而连续。

泵 110 的转子 128 枢轴地安装到垂直于轴 132 的轴 129 周围的传动轴 130 上。因此，当转子 128 绕传动轴 130 旋转时，它相对于轴 130 的倾角优选地从 0 度（即，垂直）变为正负 25 度。在图 1 中，转子 128 以 25 度倾斜。对这个可变倾角的控制如下：在轴 129 附近的转子 128 的枢轴由环绕传动轴 130 的滑动轴环 180 的位置确定，并且转子 128 的枢轴可以相对于轴向可发生移动。控制连杆 182 连接带有转子 128 的轴环 180，以便轴环 180 沿着传动轴 130 的轴向运动引起转子 128 围绕轴 129 旋转。比如，当轴环 180 在图 1 中运动到右侧时，转子 128 的倾角从所示正 25 度倾角回到 0 度（即，垂直）然后回到负 25 度的连续范围内发生改变。

轴环 180 的轴向移动由套圈 186 的销钉 184 控制，当套圈 186 通过套圈控制臂 188 的铰接绕着套圈轴 190 的轴心旋转。套圈 186 通过连接到套圈臂 188 底部的通用线性伺服机构（未显示）而被驱动。尽管套圈 186 的其余元件全都包括在模块化斜盘外壳 192 中，并且套圈轴 190 由固定于外壳 192 的轴承所支撑，但套圈控制臂 188 位于外壳 192 之外。斜盘转子 128 由基本上与控制连杆 182 相同的阴影连杆 194 保持平衡，并且类似地连接到轴环 180，但处于轴环 180 的反侧。

参考图 1 和图 2, 每个气缸 114 的圆柱形壁由沿圆周形成于其上的相应润滑槽 140 呈辐射状横切。多个通路 142 互连全部润滑槽 140, 从而在气缸体 112 中形成连续的润滑槽。在每个活塞的整个冲程中, 每个相应润滑槽 140 基本上被每个相应活塞 116 的轴向圆柱体 122 闭合。也就是说, 每个圆柱体 122 的外圆周长作为一直包括每个相应润滑槽 140 的壁。因此, 即使活塞 116 往复运动达到最大冲程时, 互连全部润滑槽 140 的连续润滑通路基本上仍处于闭合。连续的润滑通路 140、142 简单和经济地形成于气缸体 112 内部, 这些可以从图 2 的示意图中得到最好的理解, 图 2 中为了清楚起见, 已经放大了流体槽和连接通路的相对尺寸。

在液压机 110 运转过程中, 全部互连的润滑槽 140 几乎立即被来自入口 36 的高压流体的最小流量充满, 这些流体通过端口 137 进入每个气缸 114 并且在每个活塞 116 的气缸壁和外圆周长之间被加压。来自每个润滑槽 140 损失的润滑液受到位于接近每个气缸 114 开口端的环绕封条 144 的限制。尽管如此, 在这种润滑槽 140 的闭合的连续润滑通路中的润滑液适度而连续地流动, 因为每个气缸的相应圆柱形壁和每个相应活塞的轴向圆柱体之间的流体的连续最小流量响应于活塞运动而且响应于当活塞往复运动时传动轴 130 的每个旋转半周期中的压力发生。由于在每个活塞 116 的返回冲程上每个气缸 114 的压力减为低压, 在闭合的润滑通路 140、142 中每个气缸 114 的壁和每个活塞 116 主体部分 122 的外圆周长之间的更高压的流体再次被驱动到每个经历这种压降的气缸 114 的阀门端。

参考图 3A 和 3B, 用于液压机的下压组件包括带有多个环形开口 160 的下压元件 154, 每个开口环绕着相应活塞 116 的颈部 120。在图 3A 和 3B 中斜盘角度为正 25 度。图 3A 显示从转子 128 的轴向下俯视的下压板 154, 或者从图 1 的 3A-3A 平面得到的下压板 154。在下压元件 154 和每个活塞蹄块 124 之间分别定位多个专门的垫圈 156。每个垫圈 156 具有一个伸出部 158, 伸出部 158 接触到相应蹄块 124 的外圆周长以保持蹄块与转子 128 的平面 126 一直接触。每个相应蹄块腔与适当的蹄块槽 162 和活塞槽 164 连接, 从而确保处于蹄块-转

子边界的流体压力一直等于每个活塞 116 的头部的流体压力。

流体压力继续不断地沿转子 128 的方向偏置活塞 116, 并且提供示例性的止推板组件以携带载荷。然而, 在汽车运行所需的速度(例如, 4000 rpm)下, 附加偏置载荷是确保活塞蹄块 124 和转子 128 的平面 126 之间恒定接触所必需的。可变的液压机通过使用三个简单的弹簧偏置下压组件之一来提供这种附加偏置。

用于液压机 110 的第一下压组件包括螺旋弹簧 150, 螺旋弹簧 150 定位于轴 130 周围并沿圆周围绕在轴 132 周围, 形成在气缸体 112 中的适当的夹缝 152 中。螺旋弹簧 150 偏置同样沿圆周围绕在轴 130 和轴 132 定位的下压元件 154。下压元件 154 具有多个圆形开口 160, 每个开口都环绕着各个活塞 116 的颈部 120。多个特殊垫圈 156 分别设置在下压元件 154 和每个活塞蹄块 124 之间。每个垫圈 156 具有接触到各个蹄块 124 的外圆周长从而使蹄块与转子 128 的平面 126 直接接触的伸出部 158。

因为在机器运转期间转子 128 的倾角发生变化, 所以斜盘位置和活塞蹄块下压组件的位置相对改变。参见 0 度倾角情况下这些零件的相对位置, 每个活塞槽 164 相对于下压元件 154 中各个相应圆形开口 160 具有相同的半径位置。在除 0 度之外的全部倾角中, 每个活塞槽 164 相对于每个开口 160 的相对半径位置不同, 并且每个特殊垫圈 156 的相对位置也不同。因为转子 128 在每种倾角下通过一个完整循环进行旋转和章动, 在九个开口 160 中的每个开口处的不同的相对位置是它们自己的恒定变化。比如, 在图 3A 所示的 25 度倾角的情况下, 如果在转子 128 的每个循环期间人们在下压元件 154 的顶端(即, 在 12 点钟方向)观测仅仅通过开口 160 发生的运动, 那么顶端开口 160 中观察到的零件相对位置将连续改变, 从而匹配其他 8 个开口 160 的每一个中所示的相对位置。

在除了 0 度之外的倾角下, 在转子 128 的每个循环期间, 在每个蹄块 124 滑过转子 128 的平面 126 的同时, 每个特殊垫圈 156 在下压元件 154 表面滑过。这些零件中每个零件穿过可从其他 8 个开口 160 中的每个开口看到的各种位置相对于其自身开口 160 改变。每个都遵

循带有斜盘转子 128 的斜倾角和固定气缸体 112 中每个活塞 116 水平位置大小变化的环路径（迹线看来像是双纽线，即，“8 字形”）。为了保证每个相应蹄块 124 和转子 128 的平面 126 之间的良好接触，为每个开口 160 的边界优选尺寸，以便开口 160 的边界在转子 128 全部倾角的每个循环周期内仍然保持一直与超过每个特殊垫圈 156 的一半表面的接触。

在图 4 中以液压机 210 的单个活塞的局部放大剖视图示意性地显示第二下压组件。每个活塞 216 定位在气缸 214 内部的模块化固定气缸体 212 中，后者沿其圆周形成的相应润滑槽 240 呈辐射状横切。以按照以上详细描述的另一台液压机的相同方式，每个润滑槽 240 与该机器其他的气缸中的类似槽相互连接，从而在气缸体 212 中形成连续润滑通路。任选的环绕封条 244 可以定位于接近每个气缸 214 的开口端，从而更进一步地使从每个润滑槽 240 损失的润滑液体减到最少。

固定气缸体 212 既不包括大的轴向圆周螺旋弹簧，也不包括用于保持螺旋弹簧的轴向圆周夹缝。液压机 210 的模块化固定气缸体 212 可以连接模块化固定角度斜盘组件或者模块化可变角度斜盘组件，但在任一情况下，液压机 210 都提供一种更为简单的下压组件。也就是说，这个实施例中的下压组件仅仅包括一个用于每个活塞 216 的相应普通活塞蹄块 224 以及与其组合的仅仅一个相应的螺旋弹簧 250，后者还与每个相应活塞 216 相关联。

每个活塞蹄块 224 类似于在第一下压组件中所示的普通蹄块，并且安装在活塞 216 的球形头 218 上，从而滑过在机器斜盘转子 228 表面上形成的平面 226。每个螺旋弹簧 250 分别设置成在每个相应气缸 214 的阀门端上沿圆周围绕在液压阀端口 237 周围，并且定位在每个相应活塞 216 的主体部分内。

每个蹄块 224 沿双纽线冲程滑过转子 228 的平面 226，双纽线冲程中每个活塞 216 的水平位置的大小不同并且转子 228 相对于轴 232 的倾角的大小也不同。在液压机 210 正常运转期间，蹄块 224 由液压与斜盘的平面 226 保持接触。因此，通过螺旋弹簧 250 提供的弹簧偏置最小，但足以使每个蹄块 224 和平面 226 在缺少液压的情况下在每

个气缸 214 阀门端保持有效滑动接触。弹簧 250 的最小偏置不仅便于装配而且阻止了在装配期间和在磨损情况下夹带的细小灰尘和金属残屑。

参见图 5，用于液压机 310 的第三下压组件包括改进的普通分离斜盘布置。多个活塞 316 均包括相应的滑动蹄块 324，多个活塞 316 在与气缸体 112 相同的气缸体 312 内的各个气缸 314 中往复运动。每个蹄块 324 在偏心轮 327 上形成的平面 326 上滑过，偏心轮 327 通过适当的轴承 372、374 安装在匹配的转子 328 上，轴承 372、374 容许偏心轮 327 在没有旋转的情况下章动，而同时转子 328 按照公知技术章动和旋转。围绕轴 329 的偏心轮 327 和转子 328 的倾角通过滑动轴环 380、控制连杆 382 和平衡阴影连杆 394 的位置进行控制。

蹄块 324 由实质上相同于第一下压组件的下压组件下压，然而，较大的单个螺旋弹簧 150 由多个较小的独立螺旋弹簧代替。

下压板 354 被固定到偏心轮 327 上。每个蹄块 324 接收各个特殊垫圈 356 的圆周延伸，并且每个活塞 316 的颈部定位在通过下压板 354 形成的多个对应开口 360 之一的内部。尽管偏心轮 327 不绕转子 328 旋转，但是偏心轮 327 的章动与转子 328 的章动相同，因此，蹄块 324 和偏心轮 327 的平面 326 之间的相对运动也和第一下压组件的相对运动相同。

多个独立螺旋弹簧 350 提供最小的弹簧偏置，从而在每个气缸 314 的阀门端缺少液压的情况下，维持每个蹄块 324 和偏心轮 327 的平面 326 之间的有效滑动接触。每个螺旋弹簧 350 沿圆周定位在每个蹄块 324 周围，在每个特殊垫圈 356 和恰好每个蹄块 324 的底部之上形成的轴环之间被固定。

参考图 6，公知的“闭合回路”布置中，无论马达或泵，每个液压机优选与另一个液压机（配套的泵或马达）配套。比如，从液压机 110 的出口 139 退出的高压流体直接被传递到配套的液压机 110' 的输入 136'，而从液压机 110' 的出口 139' 退出的低压流体直接被传递到配套的液压机 110 的输入 136。除了将液压机 110 用作泵而液压机 110' 用作马达之外，液压机 110 和液压机 110' 在结构上可以相同。在这个

闭循环系统中的部分流体不断地丢失到“渗漏”中并在油箱中被收集起来，并且流体自动从油箱中倒回闭合回路中，从而在闭合回路系统中一直保持预定量的流体。

液压变速器

在一个实施例中，如图 7A 所示，两个液压机按照首尾相连的形式设置，而如图 7B 所示，在另一个实施例中两个液压机按照并排形式设置。在首尾相连的实施例中，泵 400 包括驱动泵斜盘 404 的泵轴 402，泵斜盘 404 驱动泵气缸体 406 中的长活塞。液压回路 408 将泵 400 连接到马达 410。液压回路 408 使得液体在泵气缸体 406 和马达气缸体 412 之间流动。来自泵 400 的承压液压流体驱动马达活塞，从而驱动马达斜盘 414 转动马达传动轴 416。在并排实施例中，液压回路 418 被配置成连接两个彼此相邻的气缸体 406、412。在这个实施例中，泵 400 和马达 410 可以沿着它们的共同侧面结构相连，从而为泵-马达单元提供恒定性。

尽管首尾相连的形式更简单、轻便，连接泵和马达的零件更少，但并排方案的长度明显更短。首尾相连的 12 立方英寸样机长 25 英寸、直径 10 英寸、重 150 磅。并排的 12 立方英寸样机是长 17 英寸和宽 20 英寸。这两个样机在完全泵晃动处每次循环泵送 12 立方英寸的承压流体。两个样机效率非常高，以致几乎没有能量以热的形式被损失掉。在运转全部过程中，气缸体相对于现有液压机仍然是相当凉的。在运转期间两种样机也都相当安静。

如前所述，变速器的电子控件相当简单。发动机转速、流体工作压力和输出传动轴速度与耗油量和驾驶员的减速和制动指示信号一起受到监视，并且受控的变量仅仅是在液压泵和液压马达中的发动机 RPM 和斜盘角度。此外，在达到公路速度之后，马达斜盘发生改变，从而提高从 1:1 到约 0.5:1 的连续无级超速传动。

在本发明的一个实施例中，液压变速器是模块化的。在本文中使用的术语“模块化”专门用于描述可用作“不予改变”的单元，从而替代目前运行或设计的车辆现有变速器。根据本发明的模块化变速器从而有可能允许当前的汽油发动机车辆运行起来可以具有更高的燃

油效率，这种燃油效率可与类似大小的柴油机动车辆的燃油效率相比。

图 8A 是示意图，按比例描绘了前轮驱动汽车，表示出“从东往西的”发动机 401 位于前轮轮胎 405a、405b 之间并且在后轮 405c、405d 之前。所述车辆的变速器已经拆掉，并且替换上图 7A 所示的本发明的首尾相连的模块化实施例，也就是说，液压泵 400 通过液压回路 408 连接到液压马达 410。这个模块按照相对于发动机 401 的一个合适的位置被示出，而泵轴 402 通过皮带 411 连接到发动机 401 的辅助组件传动轴 403a。连接机构 424 将来自马达传动轴 416 的液压模块的输出连接到前轮传动轴 422。

优选地，通过与接收车辆原始变速器输出相同的机构，输出被连接到车辆的前轮。在一个实施例中，连接机构 424 是唯一的马达输出轴 416 到前轮传动轴 422 的机械耦合。在另一个实施例中，连接机构 424 包含机械地将马达输出 416 与发动机输出 403b 合并，从而向前轮传动轴 422 提供动力。在两个实施例中，提供给车轮驱动轴 422 的动力主要通过改变液压设置而改变液压模块的输出。在两个实施例中，可以辅助地通过改变发动机 401 的转速来改变提供给驱动轮轴 422 的动力。在第二实施例中，连接机构 424 可以包括单个轨迹器，从而将来自马达轴 416 的动力输出与来自发动机传动轴 403b 的输出合并。

图 8B 是示意图，按比例描绘了后轮驱动汽车，表示出“从北向南的”发动机 401a 位于前轮轮胎 405a、405b 之间。这辆车的变速器已经拆掉，并且替换上图 7A 所示的本发明首尾相连的模块化实施例，也就是说，液压泵 400 通过液压回路 408 连接到液压马达 410。这个模块按照相对于发动机 401 的一个可能位置被示出，而泵轴 402 通过皮带 411 连接到发动机 401 的辅助组件传动轴 403a。连接机构 428 将来自马达传动轴 416 的液压模块的输出连接到后轮传动轴 426。

优选地，通过与接收车辆原始变速器输出相同的机构，输出被连接到车辆的后轮。在一个实施例中，连接机构 428 是唯一的马达输出轴 416 到后轮传动轴 426 的机械耦合。在另一个实施例中，连接机构 428 包含机械地将马达输出 416 与发动机输出 403b 合并，从而向后

轮传动轴 426 提供动力。在两个实施例中，提供给车轮驱动轴 426 的动力主要通过改变液压而改变液压模块的输出。在两个实施例中，可以辅助地通过改变发动机 401 速度来改变提供给车轮传动轴 426 的动力。在第二实施例中，连接机构 428 可以包括单个轨迹器，从而将来自马达轴 416 的动力输出与来自发动机传动轴 403b 的输出合并。

类似的，图 9A 和图 9B 是示意图，按比例描绘了普通后轮驱动车辆的前端的顶视图和后视图，表示出位于车辆前轮轮胎 405c、405d 之间的普通“从北向南的”发动机 401a。同样，这辆车的变速器已经拆掉，并且替换上图 7B 所示的本发明并排的模块化实施例。尽管液压泵 400 仍通过模块后侧的液压回路 408 连接到液压马达 410，但模块前部包括带有固定板 419 的连接盒 407。模块用螺栓固定到位于发动机 401a 后部的飞轮外壳 409。液压泵 400 的泵轴通过普通装置连接到发动机 401a 的主传动轴（未显示），并且液压模块的输出也通过连接盒 407 内部普通装置（未显示）连接到输出轴 417，输出轴 417 通过与接收车辆原始变速器输出相同的机构连接于车辆的车轮。在第二实施例中，连接盒 407 可以包括单个轨迹器，从而将来自马达轴 402（参见图 7B）的动力输出与来自发动机传动轴的输出合并。

车辆运行

车辆发动机运行以普通方式开始，让车辆的换挡杆位于“停车”。（注意：车辆的换挡杆以下被称为“驾驶模式选择器”。）当发动机以空转状态运行时，例如，大约 750 RPM 并且车辆仍处于“停车”时，变速器和它的计算机控制器处于等待模式。通过油门踏板操作，发动机可以以空档进行空转。一旦驾驶模式选择器不在“停车”位置，计算机控制器开始根据下列实时输入对发动机转速和车辆速度进行控制：

- a) 驾驶模式选择器的位置
- b) 加速器踏板的位置
- c) 制动器踏板的位置
- d) 基于发动机输出轴速度和车轮传动轴速度的车辆速度
- e) 流向发动机的燃油流速

f)泵-马达上的斜盘位置

g)液压回路压力。

计算机控制器使用这些输入对下列组件产生实时输出：

a)泵-马达上的高压液压安全阀

b)泵-马达上的斜盘伺服位置阀

c)调整到最优发动机转速的发动机节流阀。

计算机控制器和汽车的各种组件之间的通信在图 10 中示意性地示出。每当汽车发动机发动时，计算机控制器 450 不断地监视驾驶员的输入，也就是驾驶模式选择器 452 的位置、制动器 454 的位置和油门踏板 456 的位置。计算机控制器也监视发动机传动轴 458 的速度，以确定是否需要进行调整，从而改变传动轴 458 的速度。当驾驶员输入 452、454、456 表明需要改变传动轴速度 458 时，计算机控制器确定：(a) 流向发动机 460 的燃油流率作为发动机转速的间接测量值；(b) 泵和马达中的液压 462 的值以及 (c) 泵斜盘 464a 和 (d) 马达斜盘 464b 的位置。

计算机控制器 450 然后使用预定算法最有效率地实现需要改变的传动轴速度 458。通过进行一个或多个下列改变来实现上述情况：计算机控制器 450 可以调整发动机节流阀 466，从而改变到发动机 460 的燃油流率，和/或可以调整斜盘伺服阀 470，从而调整泵和马达斜盘 464a、464b 中之一或这两者的位置。

结合本发明的变速器的车辆优选具有下列特征：

1、当驾驶模式选择器从“停车”改为“驾驶”或“空档”，而仍然踩住制动器时，该系统将泵斜盘保持在 0 度位置，从而避免在闭合系统中产生任何液压。

2、当驾驶模式选择器从“停车”改为“驾驶”或“空档”，并且不再踩住制动器时，泵斜盘仍然是 0 度而马达斜盘留在正 25 度处。只要泵斜盘保持在 0 度，那么闭合回路中的全部流体保持在“没有流动”的条件。这使得车轮传动轴保持在“锁定”位置，从而提供一种“斜坡固定”特征。一旦车辆处于极端的上坡或下坡情况下，即在这种情况下尽管后传动轴被锁定，但车辆因重力而移动，泵斜盘受控在

正或者负方向稍微地增加流体的流动，从而保持 0 MPH 的车辆速度。

3、当驾驶模式选择器处于“驾驶”并且没有踩制动器时，只要压下加速器，要求多于克服牵引阻力扭矩所需的液压/扭矩，那么泵斜盘角度稳定地按照正方向增大，将流体移动到马达并且增加马达旋转和车辆传动轴的旋转，使车加速。在这些情况下，车辆将持续加速，直到液压/扭矩等于在该地形上车辆车轮的牵引阻力扭矩为止。如果加速器上的压力减小，要求更低的压力设定点，那么泵斜盘角度减小，从而降低车辆的加速度，直到达到该设定点为止。

本发明的变速器根本上改变了汽车对驾驶员输入做出反应的方式。在带有标准或自动齿轮变速器的汽车中，当驾驶员踩下加速器要求加速时，通过增加发动机转速将动力增加到车轮传动轴上。一旦连续加速，当发动机达到某一高速时，变速器要么自动地要么由驾驶员经由离合器输入，从而改为更高的排挡，并且发动机转速下降。在具有本发明的无级变速器的汽车中，当驾驶员通过踩油门踏板要求加速时，通过改变变速器中的斜盘比率增加动力，而发动机转速保持恒定。一旦连续加速，只有当斜盘比率达到特定值时，发动机转速才加快，从而提供更多的动力。

由于本发明的液压变速器以极低的发动机 RPM 提供工作扭矩，以本发明代替车辆原有的变扭器传动的汽油发动机车辆以低得多的发动机转速运转。这个特征源于使用具有固定气缸体和至少在从负 25 度到正 25 度的优选连续区内发生改变的旋转斜盘的液压机实现了非常明显的效率提升。

本发明的变速器能够利用对发动机转速的极小的变动来改变传动轴速度。因此，本发明允许发动机转速保持在相对较窄的中低范围内，在这个范围内更容易控制在 HCCI 发动机中的燃烧。本发明的变速器非常适用于用在汽油动力车上的更具燃油效率的 HCCI 发动机。

本发明的泵-马达优选不使用“犬骨式构件”。它们优选具有最小的“渗漏”性，即优选小于 0.1 加仑/分钟。它们优选以“闭合回路”连接。泵-马达优选具有传统的分离斜盘，通过增加轴承进行改进，从而支撑在章动/旋转转子元件上的只进行章动的偏心轮部分。在本

发明的一个实施例中，这些轴承是滚针轴承。它们优选地具有机械阀门系统。每个泵-马达优选地包括通过多个弹簧偏置的下压板，每个弹簧分别沿圆周设置在与每个活塞头相关的滑动蹄块周围。分离斜盘和下压元件的这种结合显著地减少了蹄块和斜盘之间相对运动的表面速度，因此减少了磨损和成本，并且显著地增加了机器效率。

实例：2004 Chevy Tahoe 全液压式变速器的安装和评估

为了表明模块化性质和量化本发明的全液压式变速器的燃油效率，2004 Chevrolet Tahoe 的自动变速器被拆除，并且在其位置安装了本发明的变速器。

车辆动力系包含通过非减速齿轮直接耦合到无级变速变速器的 GM5.3L V8 发动机。变速器包含仅仅由液压流耦合的液压泵和马达。由发动机驱动的泵产生必要的指向液压马达的斜盘受控流动。通过马达斜盘的位置和直接耦合到用于车辆驱动轮的传动轴，马达对应于驱动轮阻力扭矩产生必要的扭矩。

采用了从车辆控制模块到无级变速变速器控制器的下列输入：

- 1、带有停车、倒车、空档、驾驶和停车锁定的驾驶模式选择器。
- 2、用于驾驶员指示所需动力的加速器踏板位置传感器。
- 3、用于冗余控制驾驶员踏板处于完全关闭位置的关闭空转开关。
- 4、用于驾驶员指示加快减速的制动器踏板传感器。

为了向计算机控制器进行输入，安装了下列变速器元件：

- 1、三个液压传感器，用于监视高压泵、马达和管理回路压力。
- 2、两个速度传感器，用于监视来自发动机的变速器输入以及向后传动轴输出速度。

- 3、两个燃油流量计，用于发动机供应和返还。

- 4、两个泵和马达斜盘位置 LVDT。

- 5、液压管理回路流量计。

来自计算机控制器的输出：

- 6、高压液压安全电磁阀。

- 7、两个高压泵和马达斜盘伺服阀。

首先由计算机控制器计算所有各种加速器踏板/斜盘角度设置比

率，然后利用测力计数据进行测试。对于样机，初始的计算为发动机空转状态将系统压力设置在 200 PSI，使得最大为 3,800 PSI，带有 167 磅-英尺扭矩每 1,000 PSI 压力差变动。对于样机 Tahoe 车辆，初步计算表明发动机 RPM 范围限制在 750 到 2,200，带有 25:1（低速-低速）到 0.67:1（超速传动）的传动比限制。样机设计的目的在于使得发动机以最低 RPM 运转时保持对全部 EPA 测试的足够扭矩。因为对于所需要的给定量扭矩而言，发动机可以产生在 RPM 和燃油供给值范围内的值，所以对计算机控制器算法进行选择以获得最高的燃油经济性。

应当指出，尽管本发明目的在于采用模块化来代替汽油发动机车辆中的现有变速器，但是也可以采用厂家安装的单元并用于柴油发动机车辆中。

在这点上，本发明将用于已经具有（诸如 1960-70 年代流行的）更低速/更高扭矩发动机的现有高速汽油发动机的车辆，或者模块化地代替（诸如 1960-70 年代流行的）更低速/更高扭矩发动机的现有高速汽油发动机，汽油效率将更为显著地提高。

因此，本发明的变速器不仅重量更轻，更为简单并且制造成本更低，而且还允许人们保持其巨大的汽油发动机基本设施，同时改进了可与由柴油发动机相媲美的耗油量，因此实现了节约能源的需要而且不会破坏世界燃油分配。

本发明使得汽车工业有可能恢复到已证明的更低转速/更高扭矩的发动机，允许利用更轻、成本更低的发动机来实现更高效率的改进。

因此，应当理解的是，本文所述的本发明的实施例仅仅是本发明原理应用的示例。本文涉及的示例性实施例的细节不是对权利要求范围的限制，如权利要求所述的那些特征被认为是本发明的必要特征。

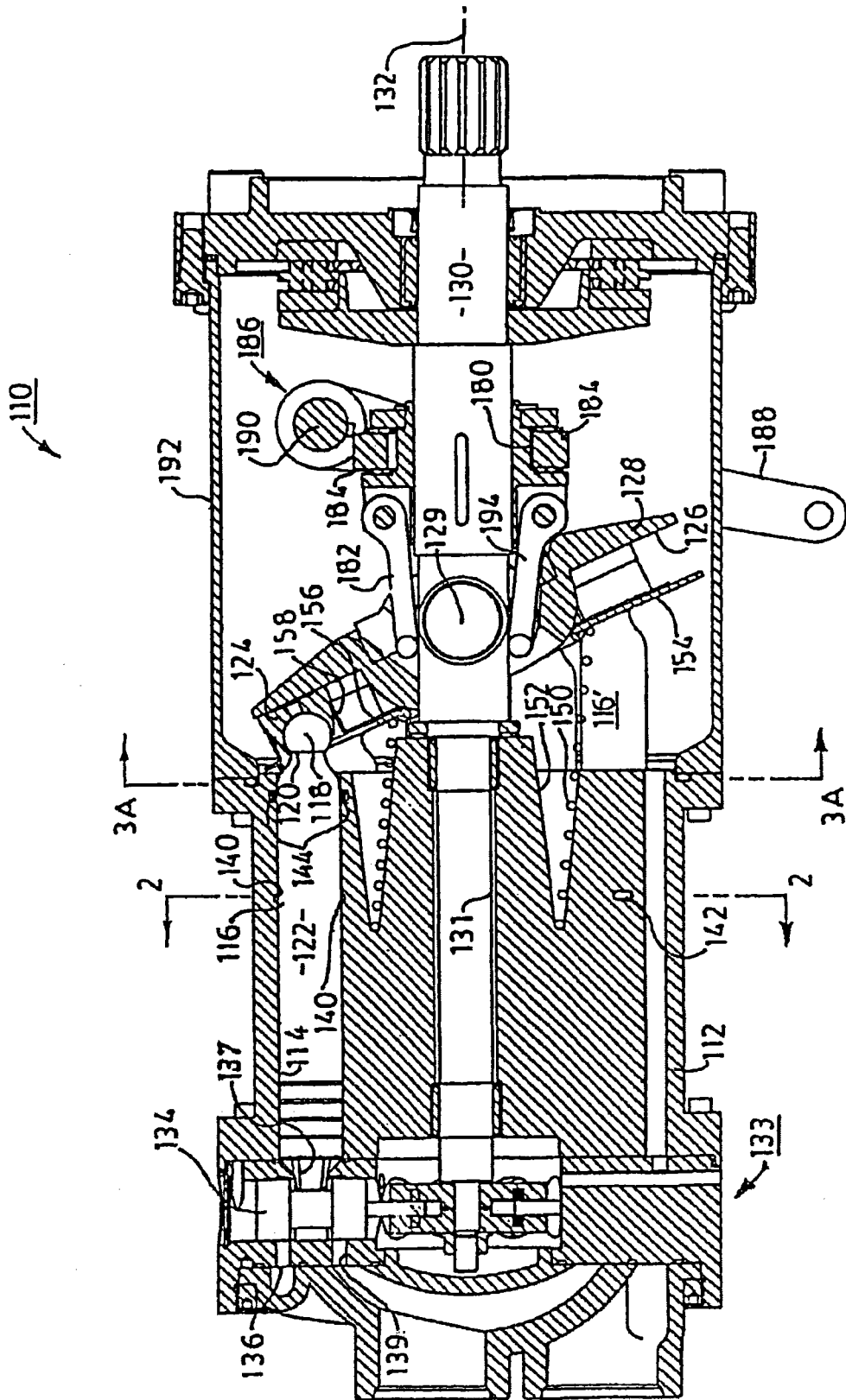


图 1

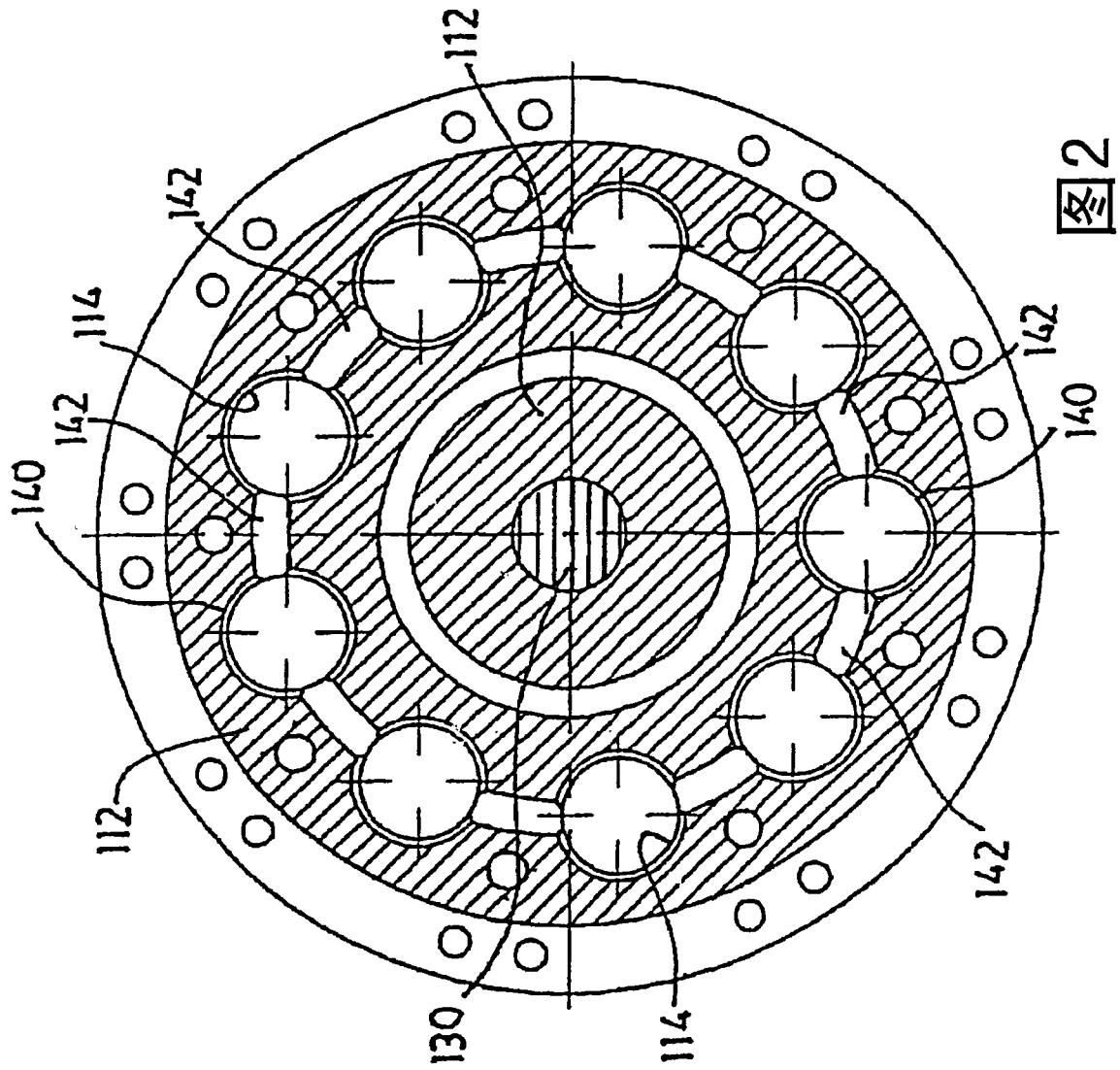


图2

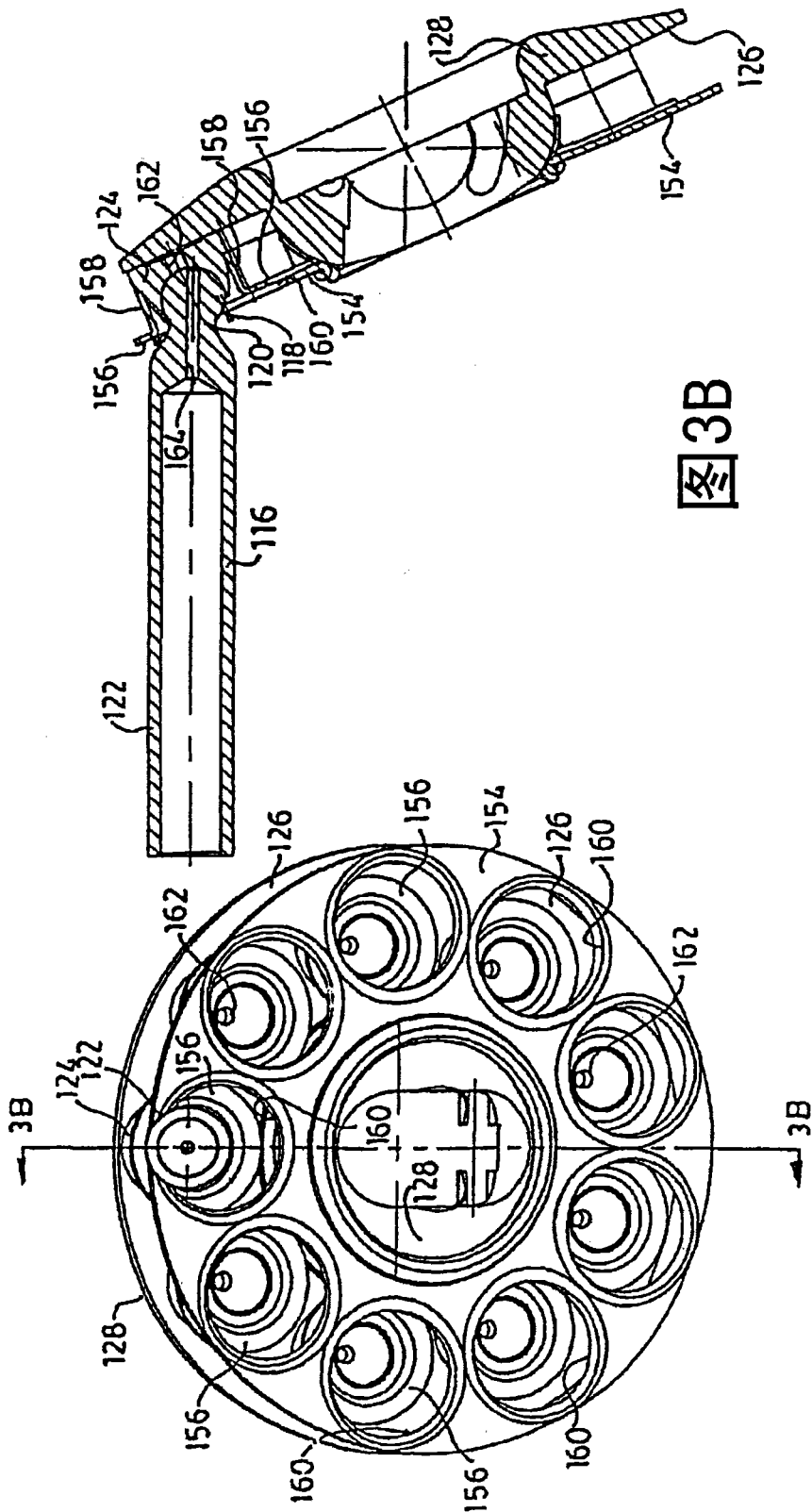


图3B

图3A

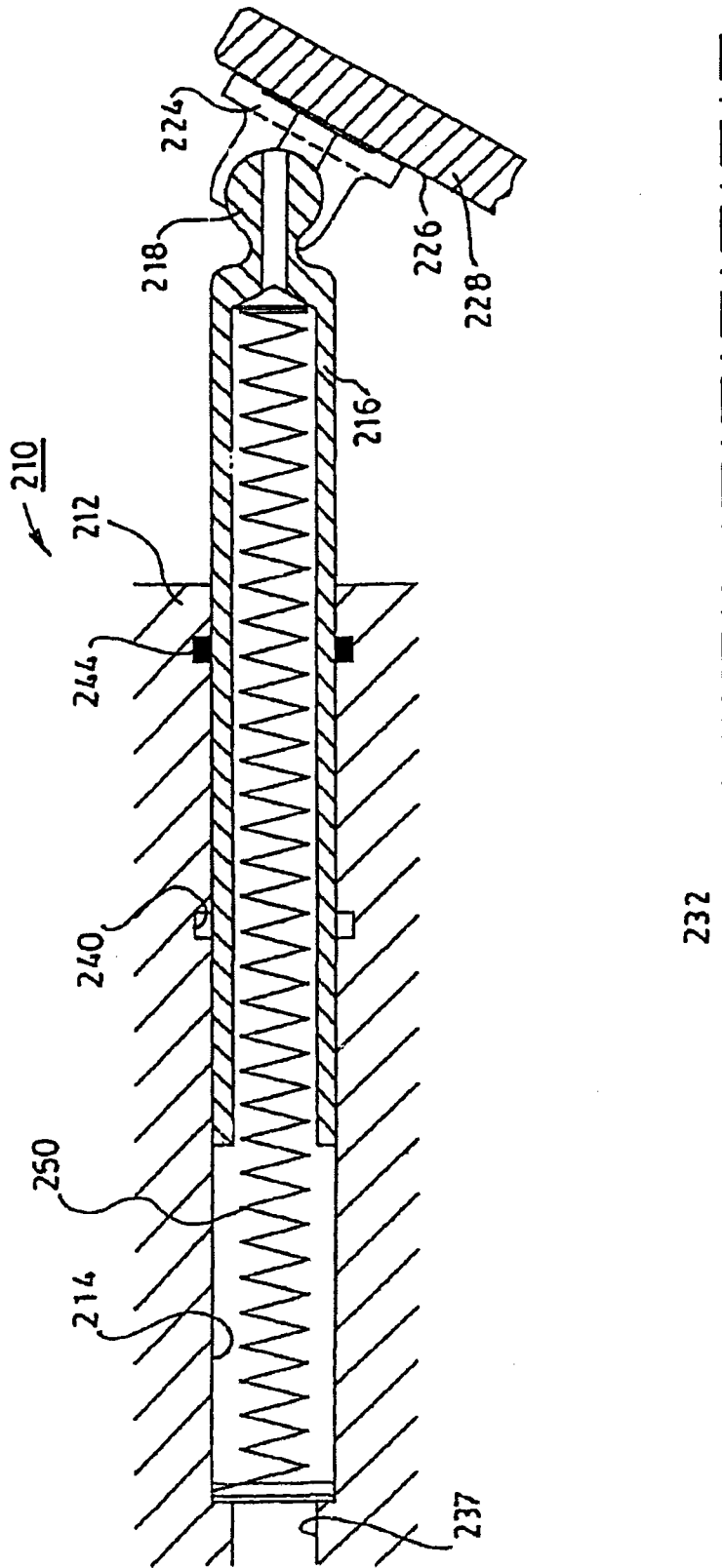


图4

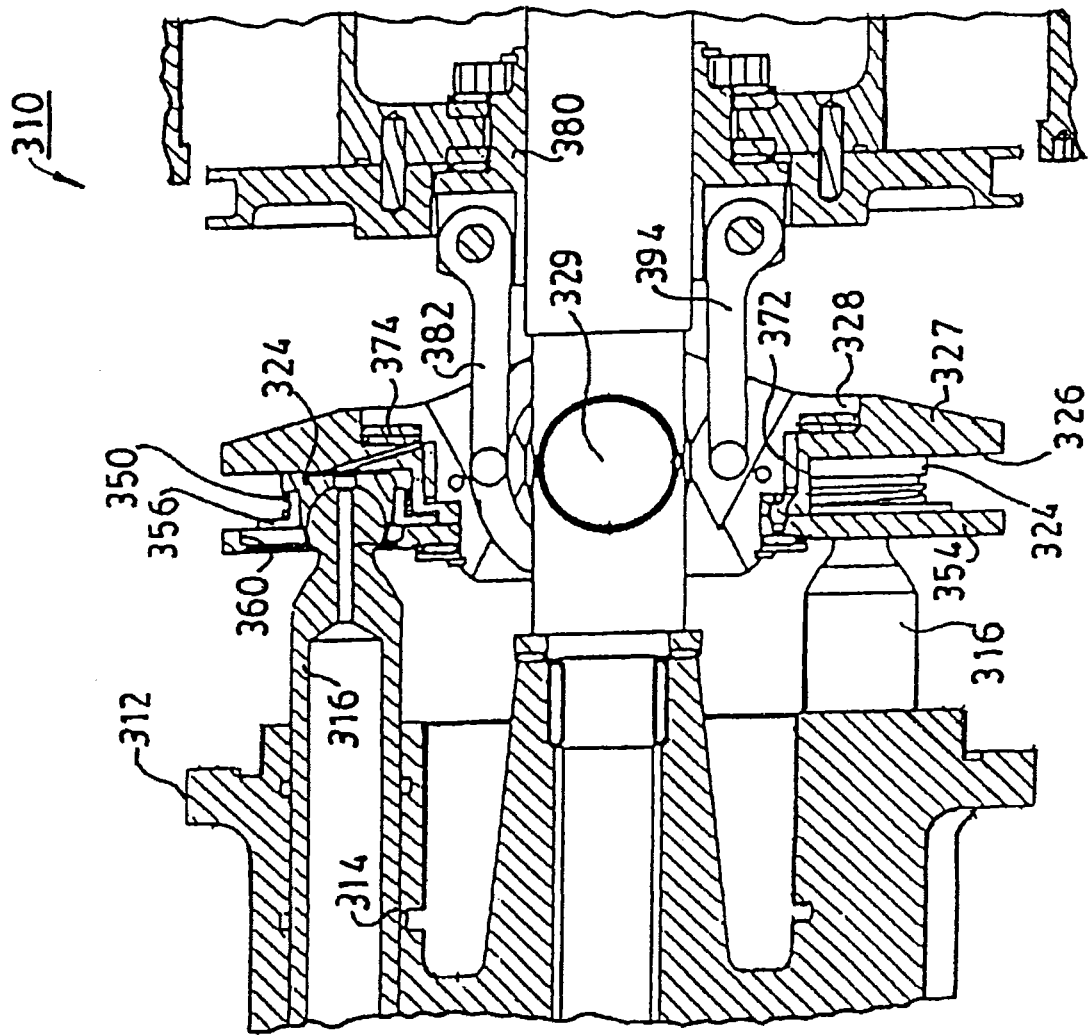


图5

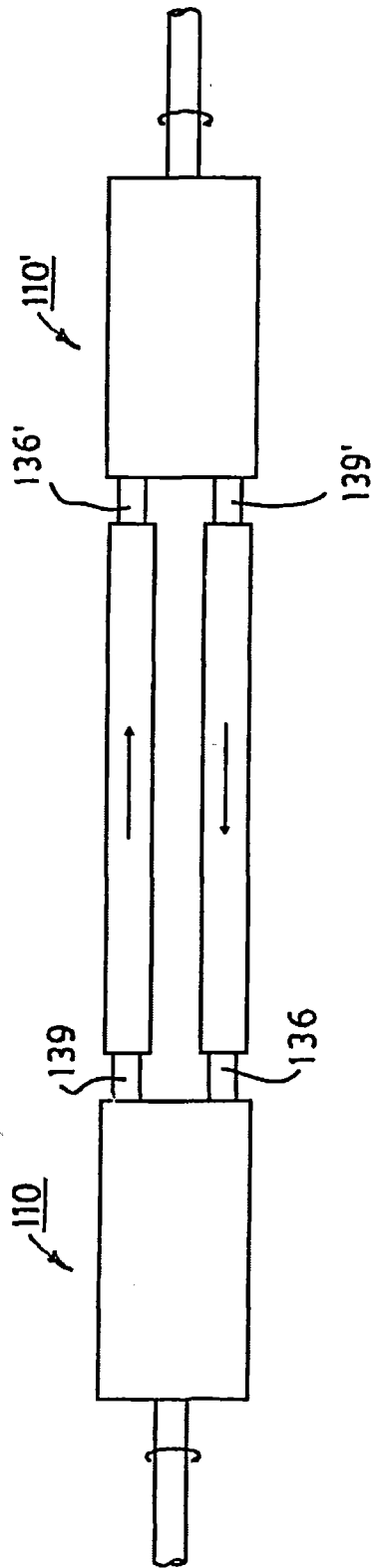


图6

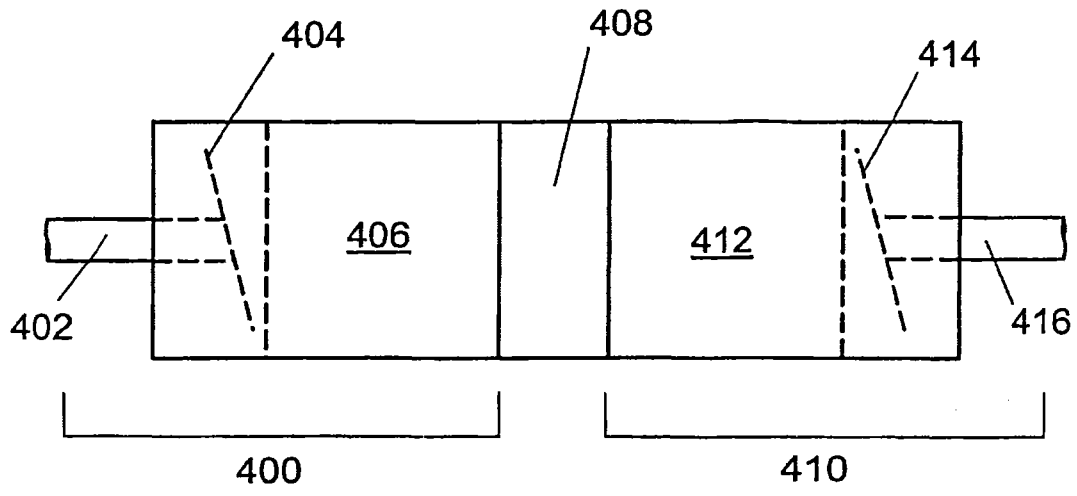


图7A

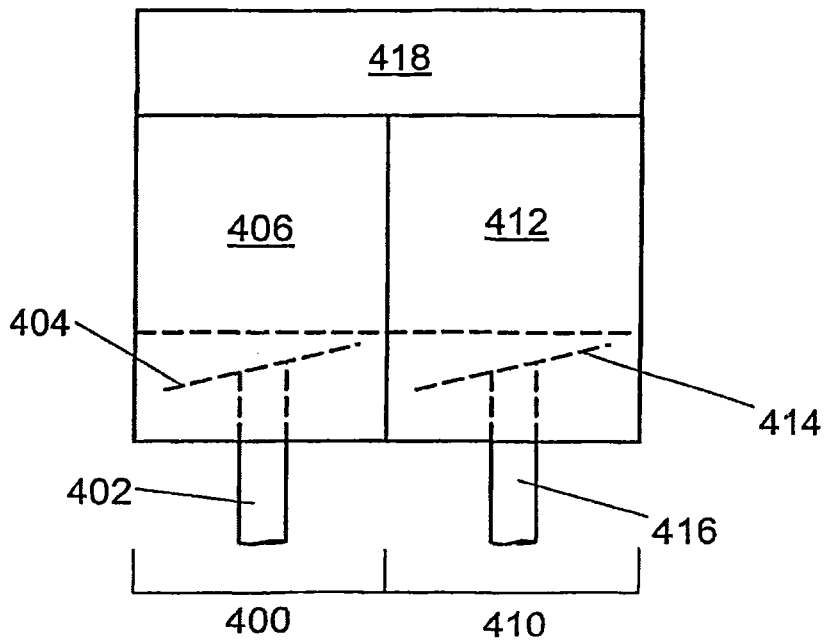


图7B

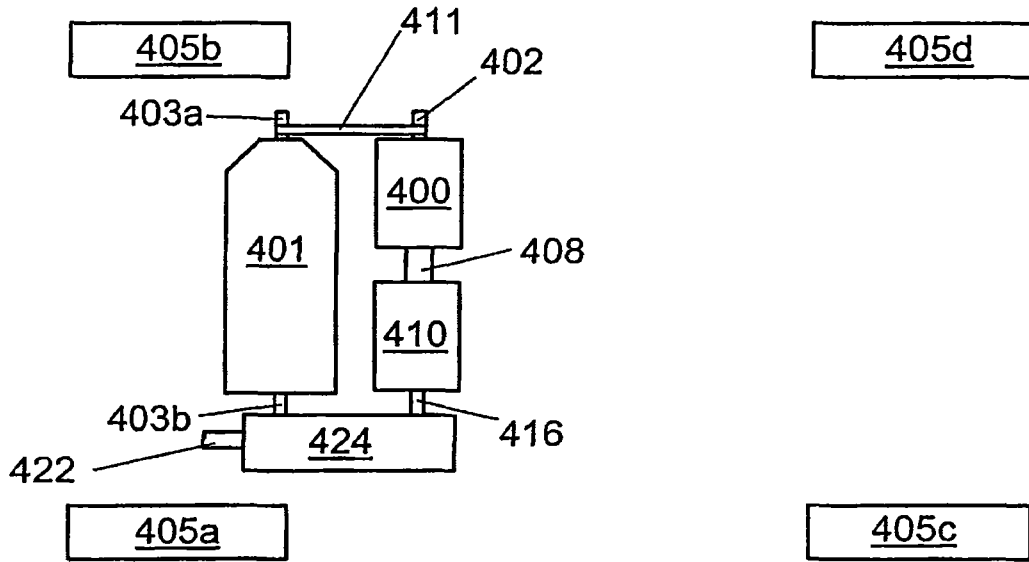


图8A

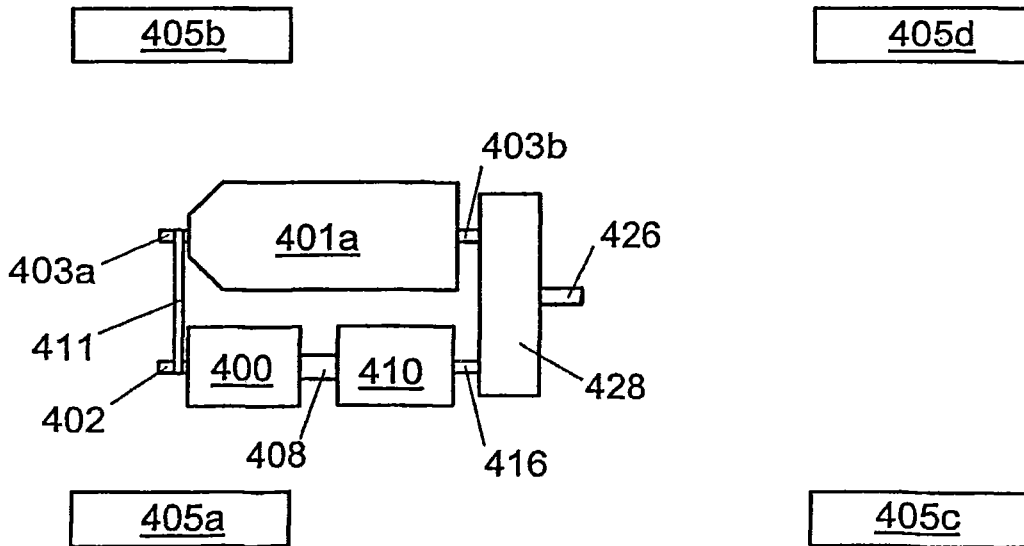


图8B

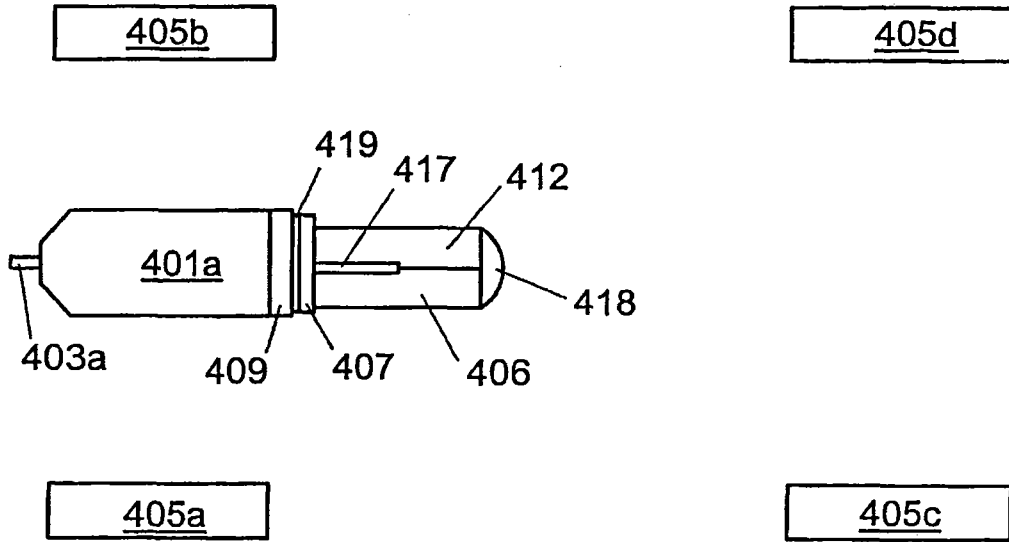


图9A

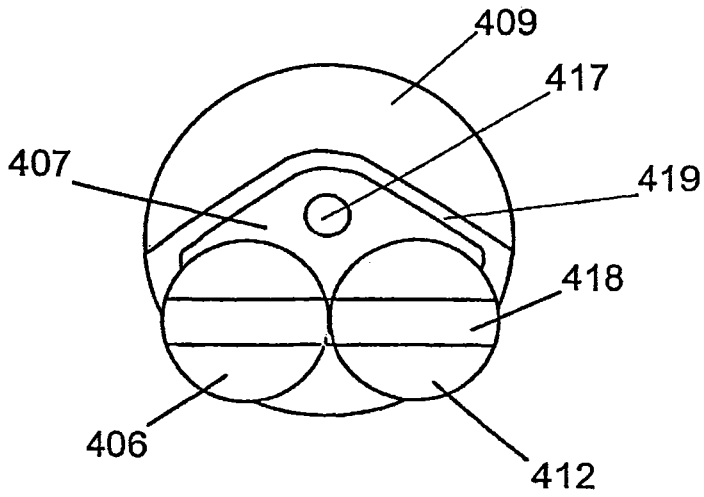


图9B

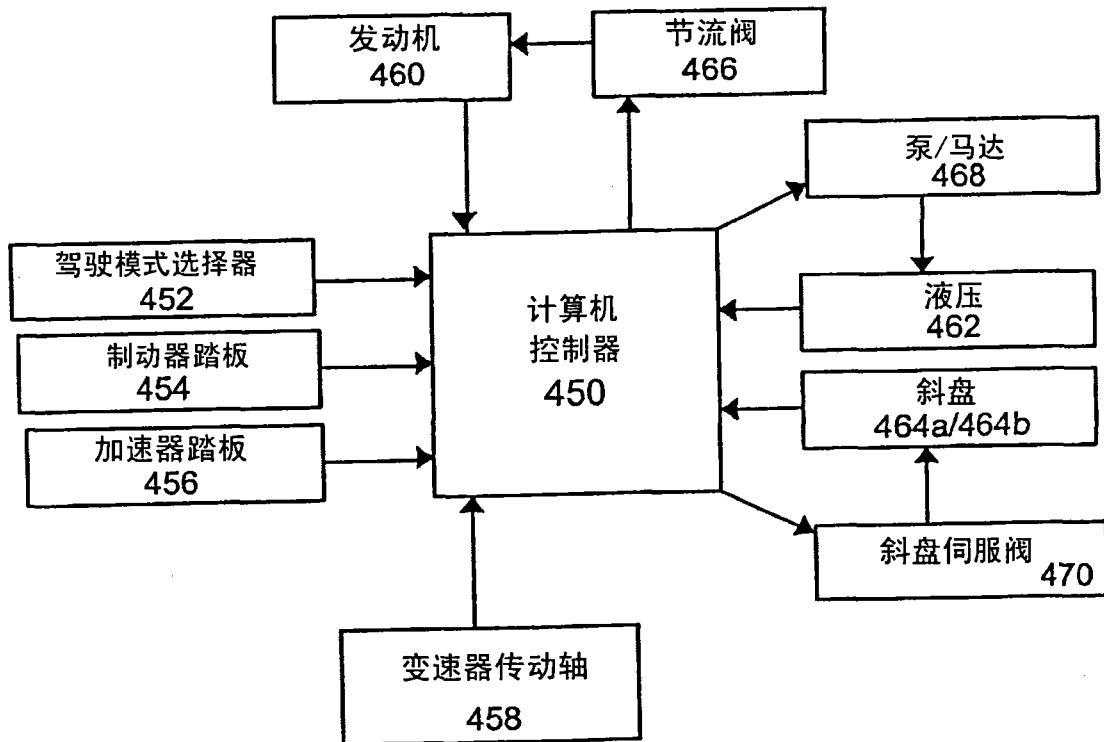


图10