



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 101297136 B

(45) 授权公告日 2012. 10. 10

(21) 申请号 200680038757. 3

F16H 15/50(2006. 01)

(22) 申请日 2006. 08. 23

(56) 对比文件

(30) 优先权数据

60/710, 951 2005. 08. 24 US

EP 1136724 A3, 2001. 09. 28, 全文.

US 1686446 , 1928. 10. 02, 说明书第 1 页第 25 行 - 第 4 页第 20 行、附图 1-6.

(85) PCT 申请进入国家阶段日

2008. 04. 17

US 4103514 A, 1978. 08. 01, 说明书第 2 栏第 20 行 - 第 3 栏第 39 行.

(86) PCT 申请的申请数据

PCT/US2006/033104 2006. 08. 23

CN 1117123 A, 1996. 02. 21, 全文.

US 6241636 B1, 2001. 06. 05, 说明书第 3 栏第 28 行 - 第 7 栏第 4 行、附图 1-4.

(87) PCT 申请的公布数据

W02007/025056 EN 2007. 03. 01

CN 2599323 Y, 2004. 01. 14, 全文.

US 1686446 , 1928. 10. 02, 说明书第 1 页第 25 行 - 第 4 页第 20 行、附图 1-6.

(73) 专利权人 福博科技技术公司

地址 美国加利福尼亚

审查员 毕元波

(72) 发明人 D·C·米勒

(74) 专利代理机构 中国国际贸易促进委员会专

利商标事务所 11038

代理人 朱德强

(51) Int. Cl.

F16H 61/664(2006. 01)

权利要求书 2 页 说明书 21 页 附图 20 页

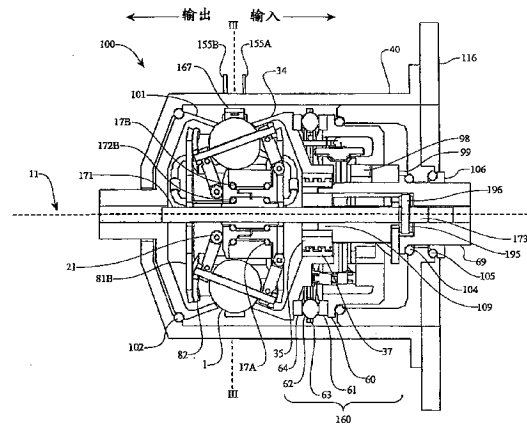
(54) 发明名称

无级变速器

(57) 摘要

本发明公开的实施例包括一种无级变速器 (CVT), 其中动力从一组球 (1) 经由惰轮 (18) 传递至轴 (602)。在一个应用中, 无级变速器联接至风轮机 (688) 的变速箱和发电机。无级变速器的牵引部件可通过所公开的涂覆和 / 或形成表面结构的方法使用各种涂层材料和表面结构形成有涂层和 / 或表面结构。例如, 在一个实施例中, 无级变速器包括具有键 (628) 和换挡凸缘 (609) 的轴 (624)。在另一个实施例中, 无级变速器包括可与换挡器部件协同操作的定子 (658)。所公开的是一种无级变速器, 其构造成可产生总是大于输入速度的可变的输出速度。在一个实施例中, 无级变速器产生总是低于输入速度的可变的输出速度。

CN 101297136 B



1. 一种无级变速器 (CVT), 其包括:
 - 纵向轴线;
 - 绕所述纵向轴线径向地分布的多个球;
 - 可转动的情轮, 所述情轮在所述多个球的径向内侧并与所述多个球中的每个接触;
 - 联接至所述情轮的第一轴,
 - 与所述多个球接触的输入盘;
 - 与所述多个球接触的输出盘, 其中所述多个球位于所述输入盘与所述输出盘之间, 并且所述输入盘或所述输出盘与所述多个球之间的接触点相对于所述情轮的直径径向地向外;
 - 可操作地联接至所述输入盘的第二轴;
 - 可操作地联接在所述第二轴与所述输入盘之间的支承盘; 和
 - 联接在所述支承盘与所述输入盘之间的多个周边斜坡;
 - 其中所述多个球、可转动的情轮和第一轴适于传递动力, 并且动力从所述第二轴传递至所述支承盘、至所述周边斜坡、至所述输入盘、至所述多个球、至所述情轮以及至所述第一轴。
2. 如权利要求 1 所述的无级变速器, 其中所述多个球中的至少一个球包括可倾斜的轴线。
3. 如权利要求 2 所述的无级变速器, 还包括保持架, 该保持架适于保持所述多个球的径向位置和轴向对准。
4. 如权利要求 1 所述的无级变速器, 其中第一轴包括多个第一传递槽。
5. 如权利要求 4 所述的无级变速器, 其中所述第二轴具有多个第二传递槽, 所述第二轴经由配合在所述多个第一和第二传递槽之间的多个传递轴承联接至第一轴。
6. 一种无级变速器,
 - 纵向轴线;
 - 绕所述纵向轴线径向地分布的多个球;
 - 可转动的情轮, 所述情轮在所述多个球的径向内侧并与所述多个球中的每个接触;
 - 联接至所述情轮的第一轴;
 - 与所述多个球接触的输入盘;
 - 与所述多个球接触的输出盘, 其中所述多个球位于所述输入盘与所述输出盘之间, 并且所述输入盘或所述输出盘与所述多个球之间的接触点相对于所述情轮的直径径向地向外;
 - 可操作地联接至所述输入盘的第二轴;
 - 可操作地联接在所述第二轴与所述输入盘之间的支承盘; 和
 - 联接在所述支承盘与所述输入盘之间的多个周边斜坡;
 - 其中所述多个球、可转动的情轮和第一轴适于传递动力, 并且动力从所述第一轴传递至所述情轮、至所述多个球、至所述输入盘、至所述周边斜坡、至所述支承盘以及至所述第二轴。
7. 如权利要求 6 所述的无级变速器, 其中所述多个球中的至少一个球包括可倾斜的轴线。

8. 如权利要求 7 所述的无级变速器,还包括保持架,该保持架适于保持所述多个球的径向位置和轴向对准。

9. 如权利要求 6 所述的无级变速器,其中第一轴包括多个第一传递槽。

10. 如权利要求 9 所述的无级变速器,其中所述第二轴具有多个第二传递槽,所述第二轴经由配合在所述多个第一和第二传递槽之间的多个传递轴承联接至第一轴。

无级变速器

[0001] 相关申请

[0002] 本申请要求提交于 2005 年 8 月 24 日的美国临时申请 No. 60/710, 951 的权利, 其全部内容通过参考包含于此。

技术领域

[0003] 本发明总地涉及变速器, 并且尤其涉及无级变速器。

背景技术

[0004] 为了提供无级变速器, 已开发出各种牵引滚子变速器, 所述牵引滚子变速器通过牵引滚子传递动力, 所述牵引滚子被支承在转矩输入与输出盘之间的外壳中。在这种变速器中, 牵引滚子被安装在支承结构上, 所述支承结构在被枢转时使牵引滚子与转矩盘在直径根据希望的传动比而变化的圆中接合。

[0005] 已知将驱动毂用于可无级调节传动比的车辆。在某些情况下, 变速器使用彩虹板 (iris plates) 以使滚子的转动轴倾斜。其它变速器包括一轴, 输入盘和输出盘绕该轴转动。输入与输出盘安装在该轴上, 并且接触绕该轴等距地并且径向地设置的球。球与两个盘摩擦接触, 并且将动力从输入盘传递至输出盘。定位成与轴同心并且在球之间的惰轮帮助保持球与输入和输出盘之间的摩擦接触。

[0006] 风轮机通常具有包括变速箱 (gear box) 的传动系, 该变速箱用于管理从转子到发电机的动力传递。如下所述的无级变速器提供了提高风轮机的性能和效率的优点, 典型地带来能量生产的低成本。

发明内容

[0007] 在此示出并说明的系统和方法具有若干特征, 这些特征中的单个特征都不用于单独实现所希望的其属性。在不限以下说明的表达范围的情况下, 现在将简要地讨论其较突出的特征。在考虑该讨论之后, 尤其在阅读标题为“具体实施方式”的部分之后, 本领域的技术人员将理解所述系统和方法的特征如何提供相对于传统系统和方法的优点。

[0008] 在本发明的一方面中, 可变速度变速器包括: 纵向轴线; 绕所述纵向轴线径向地分布的多个球, 每个球都具有可倾斜的轴线, 所述球绕该轴线转动; 与每个球接触的输入盘; 与每个球接触的输入盘; 与每个球接触的可转动的惰轮; 保持架, 该保持架可保持所述球的径向位置和轴向对准, 并且可绕纵向轴线转动; 和惰轮轴, 该惰轮轴可操作地联接至惰轮, 并且可从惰轮接收转矩输出, 并将转矩输出传递出变速器。

[0009] 某些实施例包括保持架, 该保持架可对准球的可倾斜的轴, 还可保持球的角度和径向位置。在某些实施例中, 这里公开的变速器联接至行星齿轮组。例如, 在一个实施例中, 输入转矩供给至行星齿轮组, 其中行星架联接至输入盘, 太阳轮联接至保持架, 齿圈是固定的并且不转动, 输出转矩通过输出盘从变速器供给。

[0010] 在另一方面中, 公开了一种用于在此所述的变速器实施例的轴向力产生器, 该轴

向力产生器可产生增大输入盘、球、惰轮和输出盘之间的牵引力的轴向力。在某些实施例中，由轴向力产生器产生的轴向力的量是变速器的传动比的函数。

[0011] 在其它实施例中，输入盘、球、输出盘和惰轮中的每个都具有涂覆有摩擦增大涂层材料的接触表面。某些实施例的涂层材料是陶瓷或金属陶瓷。而在其它实施例中，涂层是从由氮化硅、碳化硅、非电镀的镍、电镀的镍或它们的任意组合组成的组选择的材料。

[0012] 在另一方面中，说明了一种可变速度变速器，其包括：绕纵向轴线径向地分布的多个第一和第二球；可转动的第一和第二输入盘；与纵向轴线共轴的输入轴，该输入轴联接至第一和第二输入盘；可转动的输出盘，该输出盘位于多个第一和第二球之间，并且与多个第一和第二球中的每个球接触；大致圆柱形的第一惰轮，该第一惰轮位于多个第一球的径向内侧并且与多个第一球中的每个球接触；和大致圆柱形的第二惰轮，该第二惰轮位于多个第二球的径向内侧，并且与多个第二球中的每个球接触。

[0013] 为了用于在此说明的多个实施例，还公开了一种轴向力产生器，该轴向力产生器可施加轴向力以增大输入盘、输出盘和多个速度调节器之间的接触力，轴向力产生器还包括：支承盘，该支承盘与纵向轴线共轴并且可绕纵向轴线转动，该支承盘具有外径和内径，并具有形成在其内径中的螺纹孔；多个周边斜坡，所述周边斜坡在支承盘的外径附近附装至支承盘的第一侧；多个轴承，所述多个轴承可接合多个支承盘斜坡；多个输入盘周边斜坡，所述多个输入盘周边斜坡在可接合轴承的速度调节器的相对侧上安装在输入盘上；大致圆柱形的螺杆，该螺杆与纵向轴线共轴，并且可绕该纵向轴线转动，并且具有沿其外表面形成的阳螺纹，该阳螺纹可接合支承盘的螺纹孔；附装至螺杆的多个中心螺纹斜坡；和固定至输入盘并可接合多个中心螺纹斜坡的多个中心输入盘斜坡。

[0014] 在另一方面中，公开了一种支承保持架，该支承保持架支承并定位滚动牵引变速器中的多个可倾斜的调速球，并且利用多个球的两侧上的输入盘和输出盘，所述保持架包括：第一和第二平坦支承盘，所述第一和第二平坦支承盘每个都是大致圆形的薄板，具有从外边缘径向地向内延伸的多个狭槽，每个狭槽具有两个侧面；和在所述第一和第二支承盘之间延伸的多个平坦支承间隔器，每个间隔器都具有前侧、后侧、第一端部和第二端部，其中第一和第二端部每个都具有安装表面，其中每个安装表面都具有弯曲表面，并且其中间隔器在支承盘中的槽之间绕支承盘成角度地定位，以便使弯曲表面与槽的侧面对准。

[0015] 在另一方面中，公开了一种用于速比改变机构的支承腿，该速比改变机构通过倾斜形成速比确定球的转动轴线的轴来改变滚动牵引变速器中的传动比，所述支承腿包括：细长的体部、轴连接端部、与轴连接端部相对的凸轮端部、面向球的第一侧面和背向球的背面以及轴连接端部与凸轮端部之间的中心支承部分，其中轴连接端部具有穿过其形成的孔，用于接收轴，并且其中在凸轮端部的前侧上形成有凸起弯曲的凸轮表面，用于辅助控制孔的对准。

[0016] 在某些实施例中，本发明包括一种可变速度变速器，该变速器具有纵向轴线和绕该纵向轴线径向地分布的多个球。每个球都具有可倾斜的轴线，并绕该轴线转动。变速器还包括与每个球接触的可转动的输入盘。变速器具有可转动的惰轮，该惰轮绕纵向轴线与其共轴，并且与每个球接触，其中惰轮可传递动力。本发明的变速器的另一个特征在于，惰轮可构造成在比输入盘高的平均速度下传递动力。在某些实施例中，在所有速比下，惰轮在高于输入盘的速度下传递动力。

[0017] 在另一个实施例中,本发明包括一种可变速度变速器,该变速器具有纵向轴线和绕该纵向轴线径向地分布的若干球状滚子,每个滚子都与可倾斜的轴线完美地配合,所述滚子绕该可倾斜的轴线转动。变速器还可包括与滚子接触的输入盘。变速器可额外地具有一惰轮,该惰轮可绕纵向轴线转动,并与每个滚子接触。本发明的变速器还可包括可绕纵向轴线转动的传递轴。该轴可刚性地附装至惰轮,并能够轴向地移动以及传递动力。

[0018] 本发明的另一个特征涉及一种可变速度变速器,该变速器具有多个传递轴承,所述传递轴承接触传递轴,并构造成可沿平行于纵向轴线的轴线轴向地滚动,并绕纵向轴线运行 (orbit)。

[0019] 在某些实施例中,本发明的一个方面涉及一种可变速度变速器,该变速器包括都可绕纵向轴线转动的高速轴和低速轴,高速轴以高于低速轴的较高速度传递动力,其中高速轴接触传递轴承。

[0020] 在另一个实施例中,可变速度变速器包括高速轴,该高速轴具有沿平行于纵向轴线并从纵向轴线径向向外的轴的多个纵向辐射式的槽。传递轴承可配合到高速轴的纵向槽中,每个纵向槽的半径都稍大于传递轴承的半径。

[0021] 在某些实施例中,可变速度变速器具有传递轴,该传递轴包括沿平行于纵向轴线并从纵向轴线径向向外的轴的多个纵向辐射式的槽。

[0022] 本发明的另一方面涉及可变速度变速器,该变速器具有纵向轴线和惰轮,该惰轮可绕纵向轴线转动并可传递动力。变速器还可包括可转动的输入盘。变速器还可具有绕纵向轴线径向地分布的多个球状滚子,每个滚子都具有可倾斜的轴线,并绕该轴线转动。滚子与惰轮和输入盘可操作地摩擦接触。变速器的另一个方面涉及支承盘,该支承盘可绕纵向轴线转动并且可传递动力并吸收轴向力。变速器还可包括可绕纵向轴线转动的支承盘轴承,其中支承盘轴承接触支承盘并能吸收轴向力。变速器的另一个特征涉及绕纵向轴线安装的可转动的壳体,该壳体与滚子和支承盘轴承可操作地接触。在某些实施例中,壳体可以不传递动力。

[0023] 在某些实施例中,本发明的变速器还包括绕纵向轴线同轴地定位的不转动的输出定子,该输出定子既位于壳体的内侧又位于壳体的外侧,输出定子包括位于壳体外侧的至少一个孔,该至少一个孔构造成为变速器换档提供通道。

[0024] 在其它实施例中,变速器可具有不转动的支架,该支架刚性地附装至输出定子,并且可操作地附装至诸如框架的刚性结构。

[0025] 在此公开的本发明的另一个实施例涉及一种可变速度变速器,该变速器具有纵向轴线和绕该纵向轴线径向地分布的若干球,每个球都具有可倾斜的轴线,并绕该轴线转动。变速器还包括定位成与球相邻并与每个球接触的可转动的输入盘。在某些实施例中,变速器额外地包括可绕纵向轴线转动的惰轮,该惰轮位于球的径向内侧并且与每个球接触,该惰轮能传递动力。在某些实施例中,变速器可包括传递轴,该传递轴可绕纵向轴线转动并能传递动力,该传递轴刚性地附装至惰轮并能轴向地移动。变速器还可具有能吸收轴向力的至少一个环状换档轴承,该换档轴承绕纵向轴线同轴地定位,并能与传递轴和惰轮同时轴向地移动。

[0026] 在某些实施例中,本发明的变速器可具有绕纵向轴线同轴地定位的不转动的输出定子,该输出定子既位于壳体的内侧又位于壳体的外侧,输出定子包括位于壳体外侧的至

少一个孔,该至少一个孔构造成为变速器换档提供通道。本发明的变速器还可包括至少一个换档销,该换档销接触所述一个换档轴承,并且延伸通过输出定子的孔。在其它实施例中,变速器可包括绕纵向轴线同轴地定位的换档环,该换档环附装至换档销,并且能与传递轴一起轴向地移动。

[0027] 在其它实施例中,本发明涉及一种可变速度变速器,该变速器具有纵向轴线和绕该纵向轴线径向地分布的多个球。优选地,每个球都具有可倾斜的轴线,并绕该轴线转动。变速器还包括与每个球可操作地摩擦接触的输入盘。变速器可包括可传递动力并可绕纵向轴线转动的情轮,该情轮与每个球接触。变速器可构造成为当负的 γ (gamma) 是 α (alpha) 的二分之一时情轮轨迹与输入盘轨迹相等。在某些实施例中,变速器 600 构造成为当每个变速器的正的 γ 相等时,其速比范围等于变速器 100 的超速速比 (overdrive ratio)。而在其它实施例中,当每个变速器的正的 γ 相等时,变速器 1800 的速比范围等于变速器 100 的超速速比。在某些实施例中,当正的 γ 变化时,变速器 1800 的平均速度减小保持相同。在某些实施例中,当负的 γ 是 α 的二分之一时,变速器 600 的速度增益等于输入盘的半径除以情轮的半径。在其它实施例中,当负的 γ 是 α 的二分之一时,变速器 1800 的速度减小等于输入盘的半径除以情轮的半径。而在其它实施例中,对于变速器 600 而言,负的 γ 的值不产生如正的 γ 值那么大的速度变化的比率 (rate)。

[0028] 本发明的变速器的另一个方面涉及一种可变速度变速器,该变速器具有纵向轴线和绕该纵向轴线径向地分布的球,每个球都具有可倾斜的轴线,并绕该轴线转动。变速器包括输入盘、情轮和输出盘,它们全都构造成为使输入盘、情轮和输出盘中的每个都与每个球可操作地摩擦接触。球可具有形成到其表面中的质地化表面 (textured surface)。球的表面可涂敷有坚硬的耐磨损涂层。质地化表面的高度优选地是 1-10 微米厚,并且较优选地是 0.5-5 微米厚。在某些实施例中,输入盘和输出盘也具有质地化表面。在其它实施例中,质地化表面增大了球与输入盘和输出盘中的一个或两个之间的摩擦。在其它实施例中,情轮也具有质地化表面。在另外的实施例中,质地化表面增大了球的表面面积。在其它实施例中,质地化表面增大了涂层与基材之间的机械粘结。

[0029] 本发明的另一个方面涉及一种无级变速器 (CVT),该无级变速器具有纵向轴线和绕该纵向轴线径向地分布的球。该 CVT 可额外地包括在球的径向内侧与每个球接触的可转动的情轮。CVT 还可构造成为使情轮联接有第一轴,并且其中多个球、可转动的情轮和第一轴可传递动力。

[0030] 在一个方面中,本发明涉及用于无级变速器的换档装置,该无级变速器具有多个球,所述球绕情轮径向地布置,并且由该情轮支承。换档装置可包括可操作地联接至情轮的轴和杠杆,该杠杆可操作地联接至所述轴,以便使杠杆的致动可引起轴的轴向移动。

[0031] 本发明的另一个方面涉及一种操作无级变速器的方法。该方法包括提供输入盘、输出盘和在所述输入盘与输出盘之间并与输入盘和输出盘接触的多个球。该方法还包括使输入盘和输出盘每个都以角 α 接触所述球,其中角 α 是在平行于 CVT 的纵向轴线的直线与另一直线之间的角,所述另一直线平行于球与输入盘之间的接触点处的作用的直线。该方法还包括提供一情轮,该情轮定位在所述球的径向内侧,其中所述情轮构造成为支承所述球。在一个实施例中,该方法可包括将 CVT 构造成为使输入盘的半径与情轮的半径的比使情轮轨迹在所有 γ 角下都大于或等于输入盘轨迹,其中 γ 是由球的转动轴线相对于 CVT 的

纵向轴线的倾斜限定的角。

[0032] 在另一个方面中,本发明涉及一种风轮机。在一个实施例中,该风轮机可包括联接至第一轴的风轮机转子、联接至第一轴并且联接至第二轴的增速变速箱、联接至第二轴并且联接至第三轴的无级变速器(CVT)和联接至第三轴的发电机。在风轮机的一个实施例中,所述 CVT 包括可操作地联接至第二轴的输入盘、由所述输入盘驱动的多个球和构造成由所述多个球驱动的情轮。在某些实施例中,所述情轮可操作地联接至第三轴。

[0033] 本领域的技术人员在阅读以下详细说明和参阅附图时将理解这些和其它改进。

附图说明

- [0034] 图 1 是变速器的实施例在换档到高时的侧视剖视图；
- [0035] 图 2 是图 1 的变速器换档到低时的侧视剖视图；
- [0036] 图 3 是在图 1 的线 III-III 上得到的变速器的部分端部剖视图；
- [0037] 图 4 是图 1 的变速器的情轮和斜坡子组件的剖视简图；
- [0038] 图 5 是图 1 的变速器的球子组件的透视简图；
- [0039] 图 6 是图 1 的变速器的换档杆子组件的简图；
- [0040] 图 7 是图 1 的变速器的保持架子组件的剖切侧面简图；
- [0041] 图 8 是图 1 的变速器的输出盘的剖切侧面简图；
- [0042] 图 9 是根据在此公开的发明特征的变速器的实施例的侧视剖视图；
- [0043] 图 10 是图 9 的变速器的部分剖切透视图；
- [0044] 图 11 是图 9 的变速器的换档组件的部分剖切分解透视图；
- [0045] 图 12 是图 9 的变速器的提供轴向运动的转矩传递机构的剖切透视图；
- [0046] 图 13 是图 9 的变速器的情轮和换档导向器子组件的剖切透视图；
- [0047] 图 14 是用于图 9 的变速器的实施例的球和盘的部分简图；
- [0048] 图 15 是用于图 9 的变速器的实施例的球和盘的部分简图；
- [0049] 图 16 是图 9 的变速器的输出定子的透视图；
- [0050] 图 17 是图 9 的变速器的换档环的透视图；
- [0051] 图 18 是根据在此公开的发明特征的变速器的替代实施例的部分剖切透视图；
- [0052] 图 19 是示出图 1、9 和 18 的变速器的不同速比的表格,例如从 2.03 至 7.10 的增速比；
- [0053] 图 20 是示出图 1、9 和 18 的变速器的不同速比的表格,例如从 1.97 至 3.87 的增速比；
- [0054] 图 21 是应用在风轮机中的图 9 的变速器的简图；以及
- [0055] 图 22 是图 1、9 和 18 的变速器的盘、球和情轮的表面轮廓。

具体实施方式

[0056] 现在将参照附图说明本发明的实施例,其中相同的附图标记指示相同的部件。在本说明书中使用的术语不应被理解为任何限制或约束,因为其仅用于对本发明的某些特定实施例的详细说明。而且,本发明的实施例可包括若干那新颖的特征,这些特征的单个特征都不用于单独实现所希望的其属性,或者对于实施本发明而言不是必不可少的。

[0057] 在此说明的变速器是利用具有轴的调速球,所述轴如例如美国专利 6,241,636、6,322,475、6,419,608 和 6,689,012 中所述的那样倾斜。这些专利中描述的实施例和在此描述的实施例典型地具有通常由如下所述的变化器部分分开的两侧,即,输入侧和输出侧。变速器的主动侧被称为输入侧,变速器的主动侧是接收进入变速器的转矩或转动力的一侧,变速器的从动侧或传递来自变速器的变速器输出件的转矩的一侧被称为输出侧。输入盘和输出盘与调速球接触。当球在其轴上倾斜时,在一个盘上的滚动接触点向球的极或轴移动,所述盘以半径减小的圆接触球,而另一个盘上的滚动接触点向球的赤道移动,因而球以直径增大的圆接触所述盘。如果球的轴沿相反的方向倾斜,则输入和输出盘分别呈现相反的关系。以这种方式,输入盘的转速与输出盘的转速的比或传动比可通过简单地倾斜调速球的轴而在较宽的范围上变化。球的中心限定变速器的输入侧与输出侧之间的边界,并且位于球的输入侧和输出侧的相同的部件在此通常以相同的参考数字表示。位于变速器的输入和输出侧上的相同部件如果位于输入侧上,则在参考数字的末尾通常具有后缀“a”,并且所述部件如果位于变速器的输出侧上,则在其参考数字的末尾通常具有后缀“b”。

[0058] 参照图 1 和 2,示出变速器 100 的实施例,该变速器 100 具有纵向轴线 11,多个调速球 1 绕该纵向轴线 11 径向地分布。某些实施例的调速球 1 保持在其绕纵向轴线 11 的角度位置,而在其它实施例中,球 1 可绕纵向轴线 11 自由定向。球 1 在其输入侧与输入盘 34 接触,并且在其输出侧与输出盘 101 接触。输入和输出盘 34、101 是从一内孔延伸至一径向点的环形盘,所述内孔在球 1 相应的输入和输出侧上靠近纵向轴线 11,输入和输出盘每个都在所述径向点接触球 1。输入和输出盘 34、101 每个都具有接触表面,该接触表面形成每个盘 34 和 101 与球 1 之间的接触区域。通常,当输入盘 34 绕纵向轴线 11 转动时,输入盘 34 的接触区域的每个部分在每转期间都转动并顺序地接触每个球 1。这对于输出盘 101 也是同样的。

[0059] 根据希望的输入件和输出件的构造,输入盘 34 和输出盘 101 可成形为简单的盘,或者可以是凹下的、凸起的和圆筒形的或任何其它形状。在一个实施例中,输入和输出盘设有轮辐,以使其较轻,用于对重量敏感的应用。盘与调速球接合的滚动接触表面可根据应用的转矩和效率要求而具有平的、凹下的、凸起的或其它形状的轮廓。盘与球接触的凹下轮廓减小了防止打滑所要求的轴向力的量,而凸起的轮廓提高了效率。

[0060] 另外,球 1 全都在其各自的径向最内点接触惰轮 18。惰轮 18 是大致圆筒形的部件,其绕纵向轴线 11 被同轴地支承,并且帮助保持球 1 的径向位置。相对于变速器的许多实施例的纵向轴线 11,输入盘 34 和输出盘 101 的接触表面可定位成从球 1 的中心大致径向向外,惰轮 18 定位成从球 1 径向向内,从而使每个球 1 都与惰轮 18、输入盘 34 和输出盘 101 成三点接触。在许多实施例中,输入盘 34、输出盘 101 和惰轮 18 都可绕相同的纵向轴线 11 转动,并且下文将详细说明。

[0061] 由于在此描述的变速器 100 的实施例是滚动牵引离合器,因此在某些实施例中,需要高轴向力来防止输入盘 34 和输出盘 101 在与球 1 的接触位置处打滑。随着轴向力在高转矩传递期间的增大,输入盘 34、输出盘 101 和惰轮 18 与球 1 相接触的接触斑点(contact patches)的变形变成严重的问题,降低了效率和这些部件的寿命。可通过这些接触斑点传递的转矩的量是有限的,并且是制造球 1、输入盘 34、输出盘 101 和惰轮 18 所用材料的屈服强度的函数。球 1、输入盘 34、输出盘 101 和惰轮 18 的摩擦系数对于传递给定量的转矩所

需轴向力的量的影响很大,并且因而严重影响效率和变速器的寿命。牵引变速器中的滚动部件的摩擦系数是影响性能的非常重要的变量。

[0062] 可在球 1、输入盘 34、输出盘 101 和惰轮 18 的表面涂敷某些涂层,以提高它们的性能。实际上,这种涂层可有利地使用在任何滚动牵引变速器的滚动接触部件上,以获得与在此所述的变速器的实施例相同的额外好处。某些涂层具有增大这些滚动部件的表面的摩擦系数的有利效果。某些涂层具有高摩擦系数,并且还表现出随轴向力增大而增大的可变摩擦系数。高摩擦系数允许对于给定转矩需要较小的轴向力,由此增大效率和变速器的寿命。可变摩擦系数通过减小传递最大转矩所需的轴向力的量增大变速器的最大转矩率 (torque rating)。

[0063] 诸如陶瓷和金属陶瓷的某些涂层具有良好的硬度和磨损特性,并且可以大大延长滚动牵引变速器中高负荷滚动部件的寿命。诸如氮化硅的陶瓷涂层可具有高摩擦系数和随轴向力增大而增大的可变摩擦系数,并且还可在以非常薄的层涂敷至球 1、输入盘 34、输出盘 101 和惰轮 18 的表面时增加这些部件的寿命。涂层厚度取决于涂层的材料,并且可根据应用的不同而变化,但典型地是对于陶瓷在 0.5 微米至 2 微米的范围内,对于金属陶瓷在 0.75 微米至 4 微米的范围内。当球 1、输入盘 34、输出盘 101 和惰轮 18 由硬化钢制成时,用于涂敷涂层的工艺需要重点考虑,硬化钢是在此所述的变速器的许多实施例中使用的材料。用于涂敷陶瓷和金属陶瓷的某些工艺要求高温,并且将降低球 1、输入盘 34、输出盘 101 和惰轮 18 的硬度,影响性能并导致过早失效。低温涂敷工艺是理想的,并且其中若干是可用的,包括低温真空电镀、DC 脉冲电抗磁控管溅射、等离子增强的化学蒸镀 (PE-CVD),不平衡磁控管物理蒸镀和电镀。电镀工艺是有吸引力的,这是因为其成本低并且可用普通电镀液获得希望的涂敷特性。借助用碳化硅或氮化硅共同沉积的 (co-deposited) 无电镀的镍或电镀的镍将滚动部件浸没在碳化硅或氮化硅的电镀液中是很适于大量生产的低温方案。应注意,除了所提到的材料之外,也可使用其它材料。借助该涂敷工艺,部件被容纳在笼中,浸没在电镀液中,并被摇动,以便使溶液接触所有表面。涂层的厚度受到部件浸没在电镀液中的时间长度的控制。例如,某些实施例将借助共同沉积的无电镀的镍使用氮化硅浸泡部件四 (4) 小时,以获得适当的涂层厚度,但这仅是一示例,用于形成涂层并控制其厚度的许多方式都是已知的,并且可根据希望的性能、希望的厚度和制造部件所用的基材或贱金属而使用。

[0064] 图 1、2 和 3 示出被遮蔽在壳体 40 中的无级变速器 100 的实施例,所述壳体 40 保护变速器 100,容纳润滑剂,对准变速器 100 的部件,并吸收变速器 100 的力。在某些实施例中,壳体盖 67 遮盖壳体 40。壳体盖 67 大致成形为带孔的盘,该孔通过其中心,输入轴穿过该孔。壳体盖 67 在其外径处具有一套螺纹,该螺纹连接到壳体 40 的内径上对应的一套螺纹中。但在其它实施例中,壳体盖 67 可通过卡环和壳体 40 中对应的槽紧固至壳体 40 或保持就位,并因此不需要在其外径处形成螺纹。在利用紧固件附装壳体盖 67 的实施例中,壳体盖 67 延伸至壳体 40 的内径,以便使壳体紧固件 (未示出) 可穿过壳体盖 67 中对应的孔,所述壳体紧固件用于将壳体 40 螺栓连接至变速器 100 所附装的机器。所示实施例的壳体盖 67 具有圆筒形部分,该圆筒形部分从靠近壳体盖 67 的外径的区域向变速器 100 的输出侧延伸,用于额外支承变速器 100 的其它部件。

[0065] 在所示变速器 100 的实施例的核心处,多个球 1 典型地是球形的,并且典型地绕变

变速器 100 的转动的中心线或纵向轴线 11 基本均匀地或对称地径向分布。在所示的实施例中,使用八个球 1。然而,应注意,根据变速器 100 的用途可使用更多或更少的球 1。例如,变速器可包括 3、4、5、6、7、8、9、10、11、12、13、14、15 或更多个球。多于 3、4 或 5 个球的设置可较广泛地分布施加在各个球 1 及其与变速器 100 的其它部件的接触点上的力,并且还可减小防止变速器 100 在球 1 接触斑点处打滑所必需的力。某些在低转矩高传动比应用中的实施例使用较少的直径较大的球 1,而在高转矩高传动比应用中的某些实施例可使用较多的直径较大的球 1。在高转矩低传动比并且高效率不重要的应用中的其它实施例使用较多直径较小的球 1。最后,在低转矩并且高效率不重要的应用中的某些实施例使用较少的直径较小的球 1。

[0066] 球轴 3 穿过孔插入,以为每个球 1 限定转动轴线,所述孔延伸通过每个球 1 的中心。球轴 3 是大致细长的轴,球 1 在该轴上转动,并且球轴 3 的两端伸出穿过球 1 的孔的两侧。某些实施例具有圆柱形的球轴 3,但可使用任意形状的球轴。球 1 被安装成可绕球轴 3 自由转动。

[0067] 在某些实施例中,利用轴承(未单独示出)来减小球轴 3 的外表面与穿过相应的球 1 的孔的表面之间的摩擦。这些轴承可以是位于沿着球 1 与其相应的球轴 3 的接触表面的任何位置处的任何类型的轴承,并且许多实施例将通过动力机械系统设计中常见的标准机械原理使这种轴承的寿命和效用最大。在这些实施例中的某些实施例中,在穿过球 1 的孔的每个端部处定位有径向轴承。这些轴承可包含孔的内表面或球轴 3 的外表面作为其座圈,或者这些轴承可包括配合在适当的腔中的单独的座圈,所述适当的腔形成在每个球 1 的孔中和每个球轴 3 上。在一个实施例中,用于轴承的腔(未示出)通过以下方式形成,即使穿过每个球 1 的孔至少在两端处扩大适当的直径,以便使径向轴承、滚子、球或其它类型的轴承可被装配到并保持在如此形成的腔中。在另一个实施例中,球轴 3 涂覆减小摩擦的材料,例如巴氏合金、特氟龙或其它这种材料。

[0068] 许多实施例也可通过在球轴 3 的孔中引入润滑剂使球轴 3 与球 1 之间的摩擦最小。润滑剂可通过压力源被注射到围绕球轴 3 的孔中,或者润滑剂可通过形成在球轴 3 本身上的膛线或螺旋槽被抽吸到孔中。在下文中进一步讨论球轴 3 的润滑。

[0069] 在图 1 中,球 1 的转动轴被示出为沿将变速器置于高速比的方向倾斜,其中输出速度大于输入速度。如果球轴 3 是水平的,即平行于变速器 100 的主轴线,则变速器 100 输入转速与输出转速的比是 1 : 1,其中输入和输出转速相等。在图 2 中,球 1 的转动轴被示出为沿变速器处于低速比的方向倾斜,这意味着输出速度小于输入速度。为了简单的目的,在图 2 中仅对当变速器 100 换档时改变位置或取向的部件加注了附图标记。

[0070] 图 1、2、4 和 5 示出球 1 的轴如何在操作中倾斜以使变速器 100 换档。参照图 5,球轴 3 在其靠近延伸超过贯穿球 1 的孔的端部的每个端部处附装有多腿 2,所述腿 2 在大多数实施例中通常是支杆。每个腿 2 从其附装至相应球轴 3 的点朝向变速器 100 的轴线径向地向内延伸。在一个实施例中,每个腿 2 都具有通孔,该通孔接收球轴 3 中的一个的相应端部。球轴 3 优选地延伸通过腿 2,以便使其端部超过每个腿 2 露出。在所示实施例中,球轴 3 有利地具有滚子 4,所述滚子 4 同轴地并且滑动地定位在球轴 3 露出的端部上。滚子 4 是大致圆柱形轮,该轮配合在球轴 3 在腿 2 外侧并超过腿 2 的部分上,并且可绕球轴 3 自由地转动。滚子 4 可经由弹簧锁片或其它这种机构附装至球轴 3,或者它们可自由地支承在球轴

3 上。滚子 4 可例如是径向轴承,其中轴承的外座圈形成轮或滚动表面。如图 1 和 7 所示,滚子 4 和球轴 3 的端部配合在槽 86 中,所述槽 86 由一对定子 80a、80b 形成或形成在该对定子 80a、80b 中。

[0071] 图 5 和 7 示出一个实施例的定子 80a、80b。示出的输入定子 80a 和输出定子 80b 大致是在球 1 的两侧上环绕变速器的纵向轴线 11 定位的平行盘的形式。许多实施例的定子 80a、80b 分别由输入定子盘 81a 和输出定子盘 81b 组成,所述输入定子盘 81a 和输出定子盘 81b 是厚度基本均匀并具有多个孔的大致环状的盘,下文将进一步讨论所述多个孔。每个输入和输出盘 81a、81b 都具有面向球 1 的第一侧面和背向球 1 的第二侧面。定作品 81a、81b 的第一侧面附装有多个定子弯曲部 82。定子弯曲部 82 是附装或固定至定子盘 81a、81b 的弯曲表面,每个定子弯曲部 82 都具有面向球 1 的凹面 90 和背向球 1 的凸面 91,并接触其相应的定子盘 81。在某些实施例中,定子弯曲部 82 与定子盘 81a、81b 形成一体。许多实施例的定子弯曲部 82 具有进步均匀的厚度,并具有用于将定子弯曲部 82 相互对准并附装至定子盘 81 的至少一个孔。许多实施例或使用整体部分的定子盘 81a、81b 的定子弯曲部 82 包括接收平坦间隔器 83 的狭槽 710,所述平坦间隔器 83 可以进一步定位并对准定子弯曲部 82 和定子盘 81a、81b。平坦间隔器 82 是大致平坦的,并且是在输入定子 80a 与输出定子 80b 之间延伸并相互连接输入定子 80a 与输出定子 80b 的刚性材料的大致矩形件。平坦间隔器 83 配合在形成在定子弯曲部 82 中的狭槽 710 内。在所示实施例中,平坦间隔器 83 未被紧固或以其它方式连接至定子弯曲部 82;然而,在某些实施例中,平坦间隔器 83 通过焊接、粘合或紧固件附装至定子弯曲部 82。

[0072] 仍如图 7 所示,在平坦间隔器 83 的径向内侧定位有多个圆柱形间隔器 84,所述圆柱形间隔器 84 是大致圆柱形的,并至少在每个端部处具有孔,所述圆柱形间隔器 84 也连接并定位定子盘 81 或定子弯曲部 82。圆柱形间隔器 84 的孔接收在每个端部处的一个间隔器紧固件 85。间隔器紧固件 85 设计成将定子盘 81a、81b、定子弯曲部 82、平坦间隔器 83 和圆柱形间隔器 84 夹紧并保持在一起,上述这些部件共同形成保持架 89。保持架 89 保持球 1 的径向和角度位置,并使球 1 相互对准。

[0073] 球 1 的转动轴通过从变速器 100 的轴线径向地向外移动输入侧或输出侧腿 2 而改变,使球轴 3 倾斜。此时,每个滚子 4 都配合在槽 86 中并跟随槽 86,该槽 86 稍大于滚子 4 的直径,并且由每对相邻的定子弯曲部 82 之间的空间形成。滚子 4 因此沿定子弯曲部 82 的侧面 92、93- 即每个定子弯曲部 82 的第一侧面 92 和第二侧面 93- 的表面滚动以便保持球轴 3 的运动平面与变速器 100 的纵向轴线 11 共线。在许多实施例中,每个滚子 4 都在变速器 100 的输入侧上的定子弯曲部 82 的第一侧面 92 上滚动,并且在对应的输出定子弯曲部 82 的对应的第一侧面 92 上滚动。典型地在这种实施例中,变速器 100 的力防止滚子 4 在正常操作中接触定子弯曲部 82 的第二侧面 93。滚子 4 的直径稍小于槽 86 的宽度,在槽 86 的边缘与每个对应的滚子的圆周之间形成小间隙。

[0074] 如果输入定子 80a 和输出定子 80b 上的相对套定子弯曲部 82 良好地对准,则滚子 4 的圆周与槽 86 之间的小间隙将允许球轴稍微倾斜并变成与变速器 100 的纵向轴线 11 不对准。这种情况产生侧滑,在这种情况下,球轴 3 可以稍微横向地移动,这降低了传动效率。在某些实施例中,变速器 100 的输入和输出侧上的定子弯曲部 82 可彼此稍微偏移,从而使球轴 3 保持与变速器 100 的轴线平行。球 1 施加至球轴 3 的任何切向力,主要是横过轴线

(transaxial) 的力,都由球轴 3、滚子 4 和第一侧面 92、93 吸收。当变速器 100 通过改变球 1 的转动轴换挡至较低或较高传动比时,位于单个球轴 3 的相对端部上的成对滚子 4 中的每一个都通过滚上或滚下槽 86 的相应侧而沿其各自对应的槽 86 在相反方向上移动。

[0075] 参照图 1 和 7,保持架 89 可借助一个或多个壳体连接器 167 刚性地附装至壳体 40。壳体连接器 167 从平坦间隔器 83 的径向最外部分大致垂直地延伸。壳体连接器 167 可被紧固至平坦间隔器 83,或者可与平坦间隔器 83 形成一体。大致由壳体连接器 167 的外侧形成的外径的尺寸与壳体 40 的内径相同,并且壳体 40 和壳体连接器 167 中的孔用于标准或特制紧固件,所述紧固件将壳体连接器 167 刚性地附装至壳体 40,从而支撑壳体 40 并防止壳体 40 移动。壳体 40 具有安装孔,所述安装孔用于壳体 40 到框架或其它结构体的附装。在其它实施例中,壳体连接器 167 可形成为壳体 40 的一部分,并且提供用于附装平坦间隔器 83 或其它保持架 89 部件的位置,以便固定保持架 89。

[0076] 图 1、5 和 7 示出一实施例,该实施例包括附装至每个腿 2 的一对定子轮 30,所述定子轮 30 沿靠近侧面 92、93 的边缘的路径在弯曲表面 82 的凹面 90 上滚动。定子轮 30 大致在球轴 3 穿过腿 2 的区域中附装至腿 2。定子轮 30 可借助穿过一孔的定子轮销 31 或通过其它附装方法附装至腿 2,所述孔穿过腿 2 并且大致垂直于球轴 3。定子轮 30 是同轴地并且滑动地安装在定子轮销 31 上,并且借助例如卡环的标准紧固件被固定。在某些实施例中,定子轮 30 是径向轴承,内座圈安装至定子轮销 31,并且外座圈形成滚动表面。在某些实施例中,在腿 2 的每个侧面上都定位有一个定子轮 30,该定子轮 30 与腿 2 具有足够的间隙以允许当变速器 100 换挡时定子轮 30 相对于纵向轴线 11 沿凹面 90 径向地滚动。在某些实施例中,凹面 90 成形为绕一半径是同心的,所述半径从纵向轴线 11 由球 1 的中心形成。

[0077] 仍参照图 1、5 和 7,示出导向轮 21,所述导向轮 21 可附装至腿 2 最靠近纵向轴线 11 的端部。在所示实施例中,导向轮 21 被插入到形成在腿 2 的端部中的狭槽中。导向轮 21 借助导向轮销 22 或通过任何其它附装方法在腿 2 的狭槽中保持就位。导向轮 21 同轴地并且滑动地安装在插入孔中的导向轮销 22 上,所述孔形成在导向轮 21 每侧上的腿 2 中,并且垂直于狭槽的平面。在某些实施例中,腿 2 设计成可较轻微地弹性偏转,以便允许变速器 100 的部件的制造公差。球 1、腿 2、球轴 3、滚子 4、定子轮 30、定子轮销 31、导向轮 21 和导向轮销 22 共同形成图 5 所示的球 / 腿组件 403。

[0078] 参照图 4、6 和 7 所示的实施例,通过转动位于壳体 40 外部的杆 10 致动换挡。杆 10 用于缠绕和展开 (unwrap) 柔性输入缆索 155a 和柔性输出缆索 155b,所述柔性输入缆索 155a 和柔性输出缆索 155b 在其各自的第一端部处附装至杆 10,并且以相反的方向缠绕杆 10。在某些实施例中,当如图 6 示出的杆 10 那样从右到左观察时,输入缆索 155a 逆时针缠绕杆 10,并且输出缆索 155b 顺时针缠绕杆 10。输入缆索 155a 和输出缆索 155b 都延伸通过壳体 40 中的孔,并继而通过输入柔性缆索外壳 151a 和输出柔性缆索外壳 151b 的第一端部。所示实施例的输入柔性缆索外壳 151a 和输出柔性缆索外壳 151b 是柔性细长的管,所述管导向输入缆索 155a 和输出缆索 155b,使其径向地向内朝向纵向轴线,继而纵向地穿出定子盘 81a、81b 中的孔,并继而再次径向地向内,在该位置处,输入和输出柔性缆索外壳 151a、151b 的第二端部分别插入并附装至输入和输出刚性缆索外壳 153a、153b 的第一端部。

[0079] 输入和输出刚性缆索外壳 153a、153b 是非柔性的管,缆索 155a、155b 穿过所述非

柔性的管,并且从柔性缆索外壳 151a、151b 的第二端部被径向地向内导向,继而引导缆索 155a、155b 纵向地穿过定子盘 81a、81b 中的孔并朝向刚性缆索外壳 153a、153b 靠近惰轮 18 的第二端部。在许多实施例中,缆索 155a、155b 在其第二端部处借助传统的缆索紧固件或其它适当的附装装置附装至输入换档导向器 13a 和输出换档导向器 13b(下文进一步说明)。如下文将要进一步讨论的,换档导向器 13a、13b 沿纵向轴线 11 轴向地定位惰轮 18,并径向地定位腿 3,由此改变球 1 的轴和变速器 100 的传动比。

[0080] 如果杆 10 由使用者手动地或借助动力源辅助相对于杆 10 的轴线如图 6 所示从右到左逆时针转动,则输入缆索 155a 从杆 10 展开,并且输出 155b 缠绕到杆 10 上。因此,输出缆索 155b 的第二端部将拉力施加至输出换档导向器 13b,并且输入缆索 155a 从杆 10 展开相称的量。这使惰轮 18 向变速器 100 的输出侧轴向地移动,并且使变速器 100 向低换档。

[0081] 仍参照图 4、5 和 7,所示换档导向器 13a、13b 每个都是具有内径和外径的环状环的形式,并且被成形为具有两个侧面。第一侧面是大致直的平面,该平面经由两套惰轮轴承 17a、17b 动态地接触并轴向地支撑惰轮 18,所述两套惰轮轴承 17a、17b 每套都与相应的换档导向器 13a、13b 相联。每个换档导向器 13a、13b 背向惰轮 18 的第二侧面是凸轮侧面,该凸轮侧面从朝向换档导向器 13a、13b 的内径的直的或平坦的径向表面 14 过渡到朝向换档导向器 13a、13b 的外径的凸曲面 97。在换档导向器 13a、13b 的内径处,纵向管状套筒 417a、417b 向相对的换档导向器 13a、13b 轴向地延伸,以便与来自换档导向器 13a、13b 的管状套筒 417a、417b 相配合。在某些实施例中,如图 4 所示,输入侧换档导向器 13a 的管状套筒 417a 具有一部分,该部分的内径向外扩孔以接收输出换档导向器 13b 的管状套筒 417b。相应地,管状套筒 417b 的外径的一部分被去除,以允许管状套筒 417a 的一部分被插入到管状套筒 417b 中,反之亦然。这为这种实施例的换档导向器 13a、13b 提供了额外的稳定性。

[0082] 图 4 所示的换档导向器 13a、13b 的剖视侧视图表明,在该实施例中,如果球轴 3 与纵向轴线 11 平行,则背向的侧面的平坦表面 14 的轮廓垂直于纵向轴线 11,直到导向轮 21 与换档导向器 13a、13b 接触的径向点。从该点向外向换档导向器 13a、13b 的周边移动,换档导向器 13a、13b 的轮廓以凸起形状弯曲。在某些实施例中,换档导向器 13a、13b 的凸曲面 97 不是一个半径,而是由多个半径组成,或以双曲线、渐近线或其它方式成形。当变速器 100 向低换档时,输入导向轮 21a 在换档导向器 13a 的平坦部分 14 上向纵向轴线 11 滚动,并且输出导向轮 21b 在换档导向器 13b 的凸曲面 97 上远离纵向轴线 11 滚动。换档导向器 13a、13b 可通过以下方式附装至彼此,即,使输入换档导向器 13a 的管状套筒形成有阳螺纹,并且使输出套筒 13b 的管状套筒形成有阴螺纹,或者相反,并且使换档导向器 13a、13b 螺纹连接在一起。输入和输出换档导向器 13a、13b 中的一个也可压到输入和输出换档导向器 13a、13b 中的另一个中。换档导向器 13a、13b 也可通过诸如粘合、金属粘着、焊接或任何其它方式附装。

[0083] 两个换档导向器 13a、13b 的凸曲面 97 用作凸轮表面,每个都接触并推动多个导向轮 21。每个换档导向器 13a、13b 的平坦表面 14 和凸曲面 97 接触导向轮 21,从而使换档导向器 13a、13b 沿纵向轴线 11 轴向地移动,导向轮 21 支承在换档导向器 13a、13b 的表面 14、97 上并沿其在大致径向方向上移动,迫使腿 2 从纵向轴线 11 向外或朝向纵向轴线 11 径向地向内移动,由此改变球轴 3 和相关球 1 的转动轴线的角度。

[0084] 参照图 4 和 7,某些实施例的惰轮 18 位于形成在换档导向器 13a、13b 的第一侧面

与套筒部分之间的槽中,并且因而与换档导向器 13a、13b 一起移动。在某些实施例中,惰轮 18 是大致管状的,并且具有一个外径,沿其内径的中心部分基本是圆筒形的,在其内径的每个端部上设有输入和输出惰轮轴承 17a、17b。在其他实施例中,惰轮 18 的外径和内径可以是不均匀的,并且可以变化或者是任意形状,例如是带斜坡的或弯曲的。惰轮 18 具有两个侧面,一个靠近输入定子 80a,另一个靠近输出定子 80b。

[0085] 惰轮轴承 17a、17b 提供惰轮 18 与换档导向器 13a、13b 之间的滚动接触。惰轮轴承 17a、17b 绕换档导向器 13a、13b 的套筒部分同轴地定位,允许惰轮 18 绕变速器 100 的轴线自由转动。绕纵向轴线 11 配合有套筒 19,该套筒 19 配合在换档导向器 13a、13b 的内径内部。套筒 19 是大致管状的部件,该大致管状的部件被保持成通过输入套筒轴承 172a 和输出套筒轴承 172b 与每个换档导向器 13a、13b 的内部轴承座圈表面可操作地接触。套筒轴承 172a、172b 通过沿与换档导向器 13a、13b 的座圈互补的外轴承座圈滚动而使套筒 19 可转动。惰轮 18、惰轮轴承 17a、17b、套筒 19、换档导向器 13a、13b 和套筒轴承 172a、172b 共同形成惰轮组件 402,如图 4 所示。

[0086] 参照图 4、7 和 8,某些实施例的套筒 19 的内径形成螺纹,以接收惰轮杆 171 的螺纹插入。惰轮杆 171 是沿纵向轴线 11 延伸的大致圆柱形杆,在某些实施例中,惰轮杆 171 沿其长度至少部分地形成螺纹,以允许插入到套筒 19 中。惰轮杆 171 的面向变速器 100 的输出侧的第一端部优选地螺纹穿过套筒 19,延伸出套筒 19 的输出侧,并且在该处插入到输出盘 101 的内径中。

[0087] 如图 8 所示,某些实施例中的输出盘 101 是大致圆锥形的盘,该大致圆锥形的盘形成有轮辐以减小重量,并具有从其内径向变速器 100 的输出侧轴向地延伸的管状套筒部分。输出盘 101 将输出转矩传递至传动轴、车轮或其它机械部件。输出盘 101 在球 1 的输出侧上接触球 1,并且并且以除了 1 : 1 之外的速比以与变速器的输入转动不同的速度转动。输出盘 101 用于在惰轮杆 171 的第一端部处引导并对中惰轮杆 171,从而使套筒 19、惰轮 18 和换档导向器 13a、13b 保持与变速器 100 的轴线同中心。或者,可在惰轮杆 171 上惰轮杆 171 与输出盘 101 的内径之间定位有环状轴承(未示出),以使摩擦最小。惰轮杆 171、套筒 19、换档导向器 13a、13b 和惰轮 18 可操作地连接,并且当变速器 100 换档时,全都一起轴向地移动。

[0088] 参照图 2,位于输入换档导向器 13a 和定子 80a 之间的锥形弹簧 133 向低偏压变速器 100 的换档。参照图 1,接触靠近输出盘 101 的周边的轴承座圈的输出盘轴承 102 吸收由变速器 100 产生的轴向力,并将其传递至壳体 40。壳体 40 具有对应的轴承座圈,以引导输出盘轴承 102。

[0089] 参照图 4、5 和 7,换档导向器 13a、13b 的轴向移动的限制限制了变速器 100 的换档范围。轴向移动受到定子盘 81a、81b 上的内侧面 88a、88b 的限制,换档导向器 13a、13b 接触所述内侧面 88a、88b。在最高传动比下,换档导向器 13a 接触输入定子盘 81a 上的内侧面 88a,而在最低传动比下,换档导向器 18b 接触输出定子盘 81b 上的内侧面 88b。在许多实施例中,换档导向器 13a、13b 的凸曲面 97 的曲率是以下参数的函数,即,球 1 的中心到导向轮 21 的中心的距离、导向轮 21 的半径、形成在两个导向轮 21 与球 1 的中心之间的直线之间的角度以及球 1 的轴线的倾斜角度。下文参照图 25、26 和 27 说明这种关系的示例。

[0090] 现在参照图 1、5 和 7 示出的实施例,每个腿 2 可借助定子轮销 31 附装有一个或多

个定子轮 30, 所述定子轮销 31 插入穿过每个腿 2 中的孔。定子轮销 31 具有适当的尺寸, 并被设计成允许定子轮 30 在每个定子轮销 31 上自由转动。定子轮 30 沿凹下的弯曲表面 90 滚动。定子轮 30 提供轴向支承, 以防止腿 2 轴向地移动, 并保证当变速器 100 换档时, 球轴 3 可容易地倾斜。

[0091] 参照图 1 和 7, 与定子 80a 相邻的带轮辐的输入盘 34 部分地封装 (encapsulate) 但总体上不接触定子 80a。输入盘 34 可以具有两个或更多个轮辐, 或者可以是实体盘。轮辐减小了重量, 并且有助于变速器 100 的组装。在其它实施例中, 可使用实体盘。输入盘 34 具有两个侧面, 第一侧面与球 1 接触, 并且第二侧面背对第一侧面。输入盘 34 是大致环状的盘, 该大致环状的盘同轴地配合在其内径处的一套阴螺纹或螺母 37 上, 并从该套阴螺纹或螺母 37 径向地延伸。如果所使用的壳体 40 是这种类型, 即, 封装球 1 和输入盘 34, 并且借助穿过壳体 40 上凸缘中的螺栓孔的传统螺栓安装至诸如底盘或框架的刚性支承结构 116, 则输入盘 34 的外径设计成配合在壳体 40 内。如上所述, 输入盘 34 沿输入盘 34 的第一侧面——面向球 1 的侧面——的唇缘上的圆周斜坡状或支承接触表面与球 1 转动接触。同样如上所述, 输入盘 34 的某些实施例具有插入其内径的一套阴螺纹 37 或螺母 37, 并且螺母 37 螺纹连接在螺杆 35 上, 由此使输入盘 34 与螺杆 35 接合。

[0092] 参照图 1 和 4, 螺杆 35 附装至传动轴 69, 并通过传动轴 69 转动。传动轴 69 是大致圆柱形的, 并且具有内孔、轴向地面向输出侧的第一端部、轴向地面向输入侧的第二端部和大致恒定的直径。在第一端部处, 传动轴 69 刚性地附装至输入转矩部件, 并通过该输入转矩部件转动, 该输入转矩部件通常是来自马达的齿轮、链轮或曲轴。传动轴 69 具有从其第二端部延伸的轴向键 109, 以接合并转动形成在螺杆 35 的内径上的对应的一套键。一套中心传动轴斜坡 99 在第一侧上总体上是一环状盘上的一套凸起倾斜表面, 所述环状盘同轴地定位在传动轴 69 上, 所述一套中心传动轴斜坡 99 具有与键 109 相配合的配合尖端 (prongs), 由传动轴 69 转动, 并能够沿传动轴 69 轴向地移动。销环 195 接触中心传动轴斜坡 99 的第二侧面。销环 195 是同轴地定位在惰轮杆 171 上的刚性环, 能够轴向移动, 并且具有用于保持惰轮销 196 与惰轮杆 171 对准的横向孔。惰轮销 196 是细长的刚性杆, 该刚性杆比销环 195 的直径稍长, 插入穿过惰轮杆 171 中的细长狭槽 173, 并且当其被插入到销环 195 的孔中时, 在其第一和第二端部处延伸稍微超过销环 195。

[0093] 细长狭槽 173 允许当变速器 100 从 1 : 1 向高换档时, 惰轮杆 171 在如图 1 所示那样观察时向右方轴向移动, 而不接触销 196。然而, 当变速器 100 从 1 : 1 向低换档时, 细长狭槽 173 的输入端上的侧面接触销 196, 该销 196 继而经由销环 195 可操作地接触中心传动轴斜坡 99。因而当变速器在 1 : 1 与低之间时, 惰轮杆 171 可操作地连接至中心传动轴斜坡 99, 从而当惰轮杆 171 轴向地移动时, 中心传动轴斜坡 99 也与惰轮杆 171 一起轴向地移动。中心传动轴斜坡 99 的斜坡表面可以是螺旋状的、弯曲的、直线的或任何其它形状的, 并且与一套对应的中心支承盘斜坡 98 可操作地接触。中心支承盘斜坡 98 具有与中心传动轴斜坡 99 互补并相对的斜坡面。在面对变速器 100 的输出侧的第一侧面上, 中心支承盘斜坡 98 面对中心传动轴斜坡 99, 接触中心传动轴斜坡 99, 并被中心传动轴斜坡 99 驱动。

[0094] 中心支承盘斜坡 98 刚性地附装至支承盘 60, 该支承盘 60 是定位成可绕纵向轴线 11 同轴地转动的大致环状的盘。支承盘 60 在其背向球 1 的侧面上的周边附近具有轴承座圈, 该轴承座圈接触支承盘轴承 66。支承盘轴承 66 是在支承盘 60 的周边处的环状止推轴

承,并且位于支承盘 60 与壳体盖 67 之间。支承盘轴承 66 为支承盘 60 提供轴向和径向支承,并且继而被壳体盖 67 上的轴承座圈支承,该壳体盖 67 与壳体 40 一起用于部分地封装变速器 100 的内部部件。

[0095] 参照图 1,壳体盖 67 是大致环状的盘,该盘从传动轴 69 延伸,并具有管状部分,该管状部分从其周边或其周边附近向输出端延伸,并且所述盘还具有穿过其中心的孔。壳体盖 67 吸收由变速器 100 产生的轴向和径向力,并密封变速器 100,由此防止润滑剂泄漏并防止污染物进入。壳体盖 67 是静止的,并且在某些实施例中,借助传统紧固方法刚性地附装至壳体 40,或者可在其外径上具有阳螺纹,该阳螺纹与壳体 40 的内径上对应的阴螺纹相配合。如上所述,壳体盖 67 具有轴承座圈,该轴承座圈接触靠近支承盘 60 的周边的支承盘轴承 66,该支承盘轴承 66 位于壳体盖 67 的管状延伸部输出端的内侧。壳体盖 67 在其环状部分的内径附近还具有面向输出侧的第二轴承座圈,该第二轴承座圈与传动轴轴承 104 相配合。传动轴轴承 104 是为传动轴 69 提供径向和轴向支承的组合止推和径向轴承。传动轴 69 具有形成在其外径上面对输入侧的轴承座圈,该轴承座圈与传动轴轴承 104 相配合,并将有螺杆 35 产生的轴向力传递至壳体盖 67。输入轴承 105 增加对传动轴 69 的支承。输入轴承 105 同轴地定位在传动轴 69 上,并且与在壳体盖 67 的内径上面对变速器 100 的输入侧的第三座圈相配合。在传动轴 69 上螺纹连接有一锥形螺母 106,该锥形螺母 106 支承输入轴承 105,所述锥形螺母 106 是带大致圆筒形螺纹的螺母,该螺母具有一轴承座圈,该轴承座圈设计成为输入轴承 105 提供运行表面。

[0096] 参照图 1 所示的实施例,支承盘 60 刚性地附装有一套多个周边斜坡 61,所述周边斜坡 61 总体上形成绕纵向轴线 11 的环。周边斜坡 61 是多个倾斜表面,所述倾斜表面绕纵向轴线 11 径向地定位,并且定位成抵靠在或形成在支承盘 60 上,并且面向输出侧。所述倾斜表面可以是弯曲的、螺旋状的、直线的或任何其它形状的,并且每个表面都产生一楔状物,该楔状物产生施加至多个斜坡轴承 62 中的一个的轴向力。斜坡轴承 62 是球形的,但也可以是圆柱形、圆锥形或其它几何形状的,并且被容纳在轴承保持架 63 中。所示实施例的轴承保持架 63 是大致环形的,并具有容纳各斜坡轴承 62 的多个孔。输入盘 34 刚性地附装有或作为其一部分形成有一套输入盘斜坡 64。某些实施例中的输入盘斜坡 64 在斜坡面向输入侧的情况下与周边斜坡 62 互补。在其它实施例中,输入盘斜坡 64 是轴承座圈的形式,该轴承座圈径向地对准斜坡轴承 62 并使其定中心。斜坡轴承通过在周边斜坡 61 和输入盘斜坡 64 的面上向上或向下滚动而响应于转矩的变化。

[0097] 现在参照图 1 和 4,轴向力产生器 160 由各种产生轴向力的部件构成,所述轴向力被产生并施加至输入盘 34,以增大输入盘 34 与球 1 之间的法向接触力,所述法向接触力是输入盘 34 在转动球 1 时利用的摩擦力中的分量。变速器 100 产生足够的轴向力,从而使输入盘 34、球 1 和输出盘 101 在它们的接触点处不打滑,或者仅打滑可接受的量。当施加至变速器 100 的转矩的幅度增大时,需要适当的量的额外轴向力来防止打滑。而且,在低速比比在高速比或在 1 : 1 速比需要更大的轴向力以防止打滑。然而,在高速比或 1 : 1 速比时提供太大的力将缩短变速器 100 的寿命、降低效率和 / 或需要较大的部件以吸收增大的轴向力。

[0098] 理想地,轴向力产生器 160 将在变速器 100 换档时和在转矩变化时改变施加至球 1 的轴向力。在某些实施例中,变速器 100 同时实现这些目的。螺杆 35 设计并构造成提供

与由周边斜坡 61 产生的轴向力分开并且不同的轴向力。在某些实施例中,螺杆 35 产生比周边斜坡 61 产生的轴向力小的轴向力,但在变速器 100 的其它版本中,螺杆 35 构造成产生比周边斜坡 61 产生的轴向力大的力。当转矩增大时,螺杆稍微转动到螺母 37 中更远,以使轴向力增大与转矩的增大成比例的量。

[0099] 如果变速器 100 处于 1 : 1 速比,并且使用者或车轮换档至较低速度,则惰轮杆 171 与套筒 19、套筒轴承 172、换档导向器 13a、13b 和惰轮 18 一起向输入侧轴向地移动。惰轮杆 171 通过销 196 和销环 195 接触中心传动轴斜坡 99,使中心传动轴斜坡 99 向输出侧轴向地移动。中心传动轴斜坡 99 的斜坡表面接触中心支承盘斜坡 98 的斜坡表面,使中心支承盘斜坡 98 转动支承盘 60 并使周边斜坡 61 与斜坡轴承 62 和输入盘斜坡 64 接合。中心传动轴斜坡 99 和中心支承盘斜坡 98 实现转矩分配功能,将来自螺杆 35 的某些转矩转移至周边斜坡 61。这增大了通过周边斜坡 61 传递的转矩的百分比,并且由于周边斜坡 61 对转矩是敏感的,如上所述,因此产生的轴向力的量增大。

[0100] 仍参照图 1 和 4,当换档至低时,惰轮 18 向输出侧轴向地移动,并且被接触斑点中的力的反作用拉向低。惰轮 18 越向低移动,它就被拉动得越强。当换档至高时也会发生该“惰轮拉动”,该“惰轮拉动”随着横穿接触和换档角度的法向力的增大而增大。由于作用在接触斑点中的横向力的集中而发生惰轮拉动,其效果被称为扭转 (spin)。扭转出现在三个接触斑点处,即,球接触输入盘 34、输出盘 101 和惰轮 18 的点。与在球 1 与输入和输出盘 34、101 之间的接触点处由扭转产生的力的幅度相比,在惰轮 18 与球 1 之间的接触点处由扭转产生的力的幅度最小。由于在惰轮 18 与球 1 界面的接触斑点处产生的最小扭转,因此由于下述理由而忽略该接触斑点。扭转可被认为是在输入盘 34 和球 1 处以及在输出盘 101 和球 1 处的接触斑点中的效率损失。

[0101] 扭转产生垂直于球 1 和盘 34、101 的滚动方向的横向力。在 1 : 1 速比时,在输入和输出接触斑点处由扭转或接触扭转产生的横向力是相等且相反的,并且基本抵消。在这种情况下,惰轮 18 上没有轴向拉动。然而,当变速器 100 例如向低换档时,输入盘 34 和球 1 处的接触斑点移动远离球 1 的轴线或极点。这减小了扭转和垂直于滚动方向产生的横向力。同时,输出盘 101 和球 1 的接触斑点移动靠近球 1 的轴线或极点,这增大了扭转和由此产生的横向力。这产生了一种情况,其中在变速器 100 的输入和输出侧上由扭转产生的横向力不相等,并且因为输出接触上的横向力较大,因此输出盘 101 与球 1 之间的接触斑点移动靠近球 1 的轴线。变速器 100 换档得越低,在接触部处施加在球 1 上的横向力就越强。当换档至高时,在球 1 上由扭转产生的横向力沿相反方向施加力。附装至球轴 3 的腿 2 将拉动传递至换档导向器 13a、13b,并且因而换档导向器 13a、13b 可操作地附装至惰轮 18 和套筒 19,因此轴向力被传递至惰轮杆 171。当横穿接触部的法向力增大时,在所有速比下的接触扭转的影响增大,并且效率降低。

[0102] 仍参照图 1 和 4,当变速器 100 换档至低时,传递至换档杆 171 的拉动导致在图 1 中观察时向左的轴向力,这使得输入转矩从螺杆 15 转移至周边斜坡 61。当变速器 100 换档至最低时,惰轮杆 171 更强地拉动,导致中心传动轴斜坡 99 与中心支承盘斜坡 98 之间的相对运动,并且将更多的转矩转移至周边斜坡 61。这减小了通过螺杆 35 传递的转矩,并增大了通过周边斜坡 61 传递的转矩,导致轴向力增大。

[0103] 现在参照图 9 和 10,公开了变速器 100 的替代实施例。为了简单,将仅说明变速

器 600 与变速器 100 之间的区别。变速器 600 除了改变速度之外能够增大或减小速度。参照图 9, 在变速器 600 的顶部和底部处并且位于球 1 的中心处的两条垂直虚线表示变速器 600 的高速和低速侧。当希望通过变速器 600 增大速度时, 低速轴 608 接受来自马达、人力装置或其它转矩产生装置的输入。在某些实施例中, 低速轴 608 是中空的, 并在其内径上具有键槽, 以容纳插入到其孔中的相配合的轴。在其它实施例中, 低速轴 608 可以是实体的, 并且与转矩产生装置形成一体。在另外的实施例中, 低速轴 608 可以螺纹连接、销连接、焊接、粘合或借助诸如螺钉的传统紧固件连接至转矩产生装置。低速轴 608 的材料可以是钢、铝、钛、塑料或用于希望的用途的任何其它适当的材料。低速轴 608 绕纵向轴线 12 转动, 并且通过输入轴承 105 和低速轴轴承 604 被支承和定位。在某些实施例中, 低速轴轴承 604 是同轴地定位在低速轴 608 的内径中的径向轴承。在其它实施例中, 低速轴轴承 604 是环状接触轴承。

[0104] 仍参照图 9 和 10, 低速轴 608 刚性地附装至轴承盘 60。在某些实施例中, 轴承盘 60 通过过盈压配合压在低速轴 608 的外径上, 在其它实施例中, 轴承盘 60 可键连接、销连接、用粘合剂紧固、焊接或螺纹连接至低速轴 608。在某些实施例中, 使用低速定子轴承 610 相对于低速轴 608 对准输入定子 80a。低速定子轴承 610 优选地是径向轴承, 该径向轴承配合在低速轴 608 的内径中, 并且配合在输入定子 80a 的凸缘上或孔中。

[0105] 仍参照图 9 和 10, 动力从轴承盘 60 传递至周边斜坡 61、至斜坡轴承 62、至输入盘 34、至球 1、至惰轮 18 以及至传递轴 (transfer shaft) 624。惰轮 18 刚性地附装至传递轴 624, 该传递轴 624 是绕纵向轴线 12 转动的长圆柱形轴。在某些实施例中, 惰轮 18 通过过盈压配合附装, 而在其它实施例中, 惰轮 18 可键连接、销连接、用粘合剂紧固、焊接或螺纹连接至传递轴 624。在另外的实施例中, 惰轮 18 和传递轴 624 合并成一个部件。传递轴 624 在变速器 600 的低速侧上的第一端部处插入到低速轴轴承 604 的孔中, 从而使传递轴 624 能够轴向地滑动。在某些实施例中, 低速轴轴承 604 被取消, 并且传递轴 624 被缩短, 终止于惰轮 18 的低速侧。某些实施例中的传递轴 624 由与惰轮 18 相同的材料制成, 而在其它实施例中, 可由被部分地热处理的诸如 4130 的高强钢制成。在低转矩应用中, 传递轴 624 可由铝、钛、塑料或任何其它适当的材料制成。传递轴 624 还通过高速轴轴承 605 被支承和定位, 该高速轴轴承 605 在某些实施例中是径向轴承, 该径向轴承插入到输出定子 80b 的孔中, 并且在传递轴 624 的外径上, 允许传递轴 624 轴向地移动。在变速器 600 的高速侧的第二端部处, 传递轴在其表面中一体地形成有一个或多个传递槽 (transfer groove) 634。

[0106] 参照图 11 和 12, 在某些实施例中, 传递轴 624 中形成有四个传递槽 634, 而在其它实施例中, 可使用 1 个、2 个、3 个、5 个、6 个或更多个传递槽 634。每个传递槽 634 都是在平行于纵向轴线 12 的方向上延伸的缺口, 所述缺口具有凹下的半径轮廓。每个传递槽 634 中都配合有一个或多个传递轴承 628。传递轴承 628 典型地是本领域中普通的硬化钢球, 并且可调整传递轴承 628 的尺寸和数量以适合应用的动力要求。典型地, 传递槽 634 的半径稍大于传递轴承 628 的半径。

[0107] 仍参照图 11 和 12, 高速轴 602 接触传递轴承 628, 并且通过传递轴承 628 被转动。对应的轴槽 636 定位成使传递轴承 628 配合到传递槽 634 和轴槽 636 中, 并与传递槽 634 和轴槽 636 接触, 所述轴槽 636 形成在高速轴 602 的内径上, 而不是形成在传递轴 624 的外径上, 除此之外, 所述轴槽 636 与传递槽 634 相同。动力在传递轴承 628 之间分配, 并且从

传递轴 624 传递至高速轴 602。高速轴 602 是绕纵向轴线 12 转动的大致圆筒形的部件。高速轴 602 的内径稍大于传递轴 624 的外径。高速轴 602 可附装至传动轴、发电机、链轮、滑轮、齿轮、车轮或任何其它转动部件。传递槽 634 和轴槽 636 比传递轴承 628 所占据的轴向空间长,从而当变速器 600 换档时,传递轴承 628 可轴向地滚动。对于某些实施例,当变速器 600 换档时,传递轴承 628 滚动的距离是惰轮 18 和传递轴 624 轴向移动距离的一半,因而传递槽 634 和轴槽 636 的长度可按以下公式计算:

[0108] $x/2+d*y$ = 传递槽 634 和轴槽 636 的长度

[0109] 其中 x = 惰轮 18 可被移动的全部轴向距离, d = 传递轴承 628 的直径,并且 y = 每个传递槽 634 中的传递轴承 628 的数量。

[0110] 在某些实施例中,每个传递槽 634 和轴槽 636 的长度稍微增大,以提供误差的余量,从而当传递轴承 628 轴向地滚动时不会跑出空间。

[0111] 参照图 10、11、12、16 和 17,将说明变速器 600 的换档。输出定子 80b 包括延伸通过壳体 40 的壁(如图 10 所示)的定子管 658。在壳体 40 的外部,定子管 658 配合到支架(brace)630 的孔中。支架 630 是大致圆筒形的部件,其在第一端部处具有凸缘,并且在某些实施例中由钢制成。在其它实施例中,支架 630 可由铝、钛、塑料、复合物或任何其它适当的材料制成。绕凸缘周向地定位的孔用于支架 630 到诸如框架或发电机的壳体的强静止结构(未示出)的附装。诸如螺栓或机器螺钉的紧固件插入穿过支架 630 上的凸缘孔,并继而穿过静止结构中对应的孔,以刚性地并且可靠地附装支架 630。

[0112] 在支架 630 的第二端部处,径向地延伸通过支架 630 的圆筒形部分的额外的孔与定子管 658 中的定子孔 654 对准。输出定子 80b 以小量的间隙配合在支架 630 的孔内,但在其它实施例中,支架 630 配合在输出定子 80b 的孔内。杠杆安装部 640a 和 640b 是刚性的 L 形部件,其在第一端部处具有弯曲部,并且附装至杠杆 622a 和 622b,并使杠杆 622a 和 622b 可枢转。使用了两个杠杆安装部 640a、640b,但也可使用 1 个、3 个、4 个或更多个杠杆安装部。杠杆安装部 640a、640b 在具有弯曲部的第一端部处具有与支架 630 上的孔对准的孔。可以是诸如机器螺钉或螺栓的标准紧固件的支架紧固件 632 用于将杠杆安装部 640a、640b 固定至支架 630 和输出定子 80b。在某些实施例中,杠杆安装部 640a、640b 和支架 630 中的孔是间隙孔,并且定子孔 654 形成有螺纹。在杠杆安装部 640 的第二端部处,设有单个孔,以允许杠杆 622 附装至杠杆安装部 640。杠杆 622 中设有对应的孔,用于将穿过杠杆 622 的杠杆销 642 安装至杠杆安装部 640。优选地,杠杆销 642 与杠杆 622 中的孔之间设有小量的间隙,从而使杠杆 622 可绕由杠杆销 642 产生的枢轴自由地转动。

[0113] 在某些实施例中,在大致细长、平坦的杆形杠杆 622 的第一端部附近设有第二孔,从而使致动器销 644 可穿过第二孔插入到致动器 638 中。杠杆销 642 和致动器销 644 都可借助螺纹、过盈配合或其它适当的方法被紧固。致动器销 644 在第一端部附近附装有致动器 638,该致动器 638 是大致平坦、笔直的杆形部件。致动器 638 的第二端部可附装至控制换档的装置(未示出),例如何服马达、缆索或致动器。当致动器 638 轴向移动时,杠杆 622 绕杠杆销 642 枢转。可通过调节杠杆销 642 与致动器销 644 之间的距离控制杠杆的机械效益(mechanical advantage)。

[0114] 参照图 9、11、16 和 17,在某些实施例中,杠杆 622 在第二端部附近成形为叉形,在其第二端部中形成有狭槽。狭槽环绕并接触换档环 620,该换档环 620 在某些实施例中是环

状环,该环状环具有在其外径处的半径和在其内径处的平坦的轮廓。可通过改变换档环 620 与换档销 642 之间的距离调节杠杆 622 的机械效益。某些实施例中的换档环 620 由硬化钢制成,以抵抗磨损,但在其它实施例中,可使用诸如塑料的不要的抗磨损材料。换档环 620 的内径稍大于输出定子 80b 的外径,以允许换档环 620 在定子管 658 上轴向滑动。换档环 620 中形成有环孔 660,以允许换档销 616a、616b 插入到换档环 620 中。在某些实施例中,换档销 616a、616b 是以过盈配合压到环孔 660 中的硬化定位销。换档销 616a、616b 也可借助粘合剂或本领域中其它的普通方法附装。在换档环 620 被组装到定子管 658 上并且被定位成使环孔 660 与定子狭槽 656 对准后,换档销 616a、616b 被插入到换档环 620 中。

[0115] 在某些实施例中,有两个定子狭槽 656,但可使用 1 个、3 个、4 个或更多个。定子狭槽 656 是形成为与纵向轴线 12 平行的细长狭槽,并且提供足够的空间,从而使换档销 616a、616b 可在定子狭槽 656 内在轴向方向上自由地滑动。换档销 616a、616b 延伸通过定子狭槽 656 到定子管 658 中。在换档销 616a、616b 的两侧上定位有换档轴承 614a、614b,换档轴承 614a、614b 在第一侧面上接触换档销 616a、616b。换档轴承 614a 和 614b 可以是环状轴承,其能够吸收推力载荷,并且与纵向轴线 12 同轴。在第二侧面上,换档轴承 614a 接触传递轴 624 上的轴凸缘 609。轴凸缘 609 是传递轴 624 上的盘形凸起部,并且在某些实施例中与传递轴 624 形成一体。在第二侧面上,换档轴承 614b 接触换档锁止件 618,该换档锁止件 618 是环状环,其在某些实施例中螺纹连接到传递轴 624 上,直到接触换档轴承 614b 为止。换档锁止件 618 可用粘合剂保持就位,或者螺纹可稍在换档锁止件 618 接触换档轴承 614b 之前终止,并且换档锁止件 618 可紧靠在换档轴承 614b 上。在其它实施例中,换档锁止件 618 以压配合压在传递轴 624 上,直到其接触换档轴承 614a 为止。当致动器 638a、638b 向高速轴 630 轴向地移动时,传递轴 624 和惰轮 18 向低速轴 608 轴向地移动,将变速器换档至较高速度。当致动器 638a、638b 向低速轴 608 轴向地移动时,传递轴 624 和惰轮 18 向高速轴 630 轴向地移动,将变速器换档至较低速度。

[0116] 现在参照图 9 和 10,变速器 600 的输出盘 101 刚性地附装至壳体 40 并与壳体 40 一起转动。在某些实施例中,输出盘 101 可形成为壳体 40 的一部分。当球 1 定位成使其轴与纵向轴线 12 平行时,壳体 40 以与输入盘 34 相同的速度转动。在该速比下,壳体 40 与输入盘 34 之间没有相对运动,并且支承盘轴承 66 不转动。在该速比下,变速器 600 的效率最高,并且推荐在多数应用中将变速器 600 设计成使壳体 40 和输入盘 34 在最常用的速比下以相同的速度转动。

[0117] 参照图 13,其示出惰轮 18 和换档导向器 13a、13b。由于传递轴 624 转动,因此换档导向器 13a、13b 的孔与传递轴 624 之间的间隙是优选的,从而使部件不彼此摩擦损坏。在某些实施例中,在换档导向器 13a、13b 和惰轮 18 中形成有轴承座圈,以容纳惰轮轴承 17a、17b。在其它实施例中,可以使用普通轴承 (stock bearing),并且不必在换档导向器 13a、13b 和惰轮 18 中形成轴承座圈。

[0118] 参照图 18,可替代的变速器 1800 设计成减速和改变速度。与变速器 600 相比,在变速器 1800 中,输入和输出被调换,除此之外变速器 600 与变速器 1800 相同。在设计成减速的变速器 1800 中,高速轴 602 附装至输入转矩装置,例如电机、内燃机和人力机械等。动力沿与变速器 600 相反的方向传递,并且通过低速轴 608 输出。变速器 600 的输入盘 34 不再是输入盘 34,而变成变速器 1800 的低速盘 1834,除此之外与输入盘 34 相同。

[0119] 参照图 14 和 15,说明增速变速器 600 的速比。在图 14 的顶部附近,示出 45 度的角 α 。 α 是以度为单位的角,当 qz3 平行于纵向轴线 12 时,输入盘 34 与输出盘 101 以与其赤道成角度 α 接触球 1。在图 14 的中心右侧,示出 22 度的角 γ 。 γ 是以度为单位的角,并且球轴 3 相对于纵向轴线 12 以角 γ 倾斜,以产生可变的速度和转矩。惰轮轨迹 650 示出球 1 上惰轮 18 与球 1 接触的圆的直径。在图 14 中可看出,在 22 度的正的 γ 的情况下,惰轮轨迹 650 大于输入盘轨迹 652。轨迹通常是指摩擦接触的路径。在图 15 中可看出,在 22 度的负的 γ 的情况下,惰轮轨迹 650 和输入盘轨迹 652 基本相等,并且当负的 γ 是 α 的二分之一时,惰轮轨迹 650 与输入盘轨迹 652 相等。当负的 γ 等于 α 的二分之一时,通过变速器 600 的速度增益 (increase) 等于输入盘 34 的半径除以惰轮 18 的半径。对于减速变速器 1800,图 14 和 15 中所示的关系与变速器 600 相同,但动力方向相反。

[0120] 现在参照图 19 和 20,在两个表格中示出变速器 100、变速器 600 和变速器 1800 之间的关系。在这些表格中,顶行给出用于计算速比和关系的变量。第一个变量是 α ,通过比较图 19 和图 20,可以看出,将 α 从 50 度变为 30 度可在变速器 100、600 和 1800 中产生显著的变化。紧在顶行下面的行给出在每列中计算的变量的名称。例如,第二行中第一个单元格是 γ , γ 下面的列列出了 γ 的各种值。第二行中的第二个单元格是球半径 @ 输入,该球半径 @ 输入等于输入盘轨迹 652 的二分之一。第三个单元格是球半径 @ 输出,该单元格下面的列给出在 γ 的不同值下的该半径。第四个单元格是球半径 @ 惰轮,该球半径 @ 惰轮等于惰轮轨迹 650 的二分之一。第五个单元格是增速比,该增速比是由变速器 600 产生的速比。第六个单元格是速比范围,给出对于 γ 的不同值的所有速比。第七个单元格是平均速度增益,给出在各种 γ 值下的平均速度增益。第八个单元格是正常模式速比,给出变速器 100 的速比。第九个单元格是减速比,给出变速器 1800 的速比。第十个的那一个是速比范围,给出对于变速器 1800 的所有速比范围。第十一个单元格是平均速度减小,给出对于变速器 1800 的平均速度减小。

[0121] 在为变速器 600 产生的速比的增速比的列中可以看出,速度不随 γ 的变化而线性地变化。例如,在图 9 中,从 -24 至 -25 的 γ 的速度变化是 0.03,而从 24 至 25 的速度变化是 0.38,变化率超过 0.03 的 12 倍。这产生了一种情况,其中需要负的 γ 的较大变化来获得与正的 γ 相同的速度和额定转矩的变化。由于输出速度在 γ 为负值时比在 γ 为正值时低,因此输出转矩在 γ 为负值时较高。因而,对于相等的速比变化而言,在较高输出转矩下,球 1 和惰轮 18 比在较低输出转矩下移动较多,这使磨损分散到球 1 和惰轮 18 的较大表面面积上。

[0122] 参照图 10 和 18,说明通过变速器 600 和变速器 1800 的转矩和速度的关系。在变速器 600 中,转矩通过低速轴 608 进入,在到达输入盘 34 之前继续通过支承盘 60、周边斜坡 61 和斜坡轴承 62。在输入盘 34 上形成有环状轴承座圈,该环状轴承座圈有助于定位斜坡轴承 62。斜坡轴承 62 还具有使输入盘 34 对中心的额外功能。由于在变速器 600 中,无论 γ 如何,速度在高速轴 602 处总是高于在低速轴处,因此转矩在高速轴 602 处总是低于在低速轴 608 处。因而,最大转矩出现在变速器 600 的低速或输入侧上,并且防止打滑的最佳轴向力通过变速器 600 中产生的最高转矩确定。对转矩敏感的周边斜坡 61 因而位于变速器 600 的最佳区域中,以在所有速比下产生低速轴 608 与球 1 之间的最佳轴向力。这种在所有速比和所有转矩下优化轴向力的简单方法使变速器 600 的效率最大化。

[0123] 在变速器 1800 中, 转矩进入高速轴 602, 在到达低速轴 608 之前, 通过传递轴承 628、传递轴 624、惰轮 18、球 1、的速配 1834、斜坡轴承 62、周边斜坡 61 和支承盘 60。由于在变速器 1800 中, 无论 γ 如何, 速度在低速轴 608 处总是比在高速轴 602 处低, 因此在球 1 与低速轴 608 之间的转矩总是比变速器 1800 的输出侧上高。因而, 周边斜坡 62 理想地位于变速器 1800 的输出侧上, 以在所有速比下优化轴向力。这种简单构造使变速器 1800 在所有速比和所有转矩下的效率最大化。

[0124] 参照图 21, 示出应用在风轮机 670 中的变速器 600 的实施例。典型地, 在风轮机中, 转子 688 在比发电机 682 的速度低的速度下转动。转子附装至变速箱轴 676, 该变速箱轴 676 转动增速变速箱 690。在某些风轮机中, 超过 50 倍的速度增益桥接转子速度与所需的发电机 682 的速度之间的间隙。例如, 风轮机转子 688 可在 20rpm 下转动, 而发电机要求 1200rpm 的速度。对于该构造, 变速箱 690 可适于使速度增大 60 倍。变速箱 690 将典型地在三级中增大速度, 每级通过固定的速比增大速度, 该固定的速比通常在 3.5 倍与 6 倍之间。该范围根据的尺寸和发电机 682 的选择而变化。由于变速箱 690 很昂贵, 重量的大, 并且易损坏, 因此希望使其尺寸、重量、成本和变速箱 690 中的级数最小。而且, 变速箱 690 的每级使效率通常降低 2-3%。

[0125] 仍参照图 21, 在某些应用中, 希望捕获产生转矩峰值的阵风; 然而, 这些峰值会给风轮机 670 的传动系施加应力并最终使其损坏。典型地, 风轮机 670 将通过倾斜 (pitching) 转子 688 的叶片和摆脱风而响应于阵风; 然而, 这无法瞬间地完成。可迅速换档以响应于阵风的可变速度变速器 600 将允许转子 688 增大速度, 捕获阵风, 并使由转矩峰值造成的损坏最小或被完全消除。而且, 包括周边斜坡 61 的变速器 600 具有转矩峰值吸收特征。斜坡轴承 62 将响应于转矩的增大而滚上周边斜坡 61, 帮助吸收转矩峰值。

[0126] 仍参照图 21, 希望随风速变化改变转子 688 的速度。这允许转子 688 在其最佳空气动力学状态下转动, 使可从风轮机 670 获取的能量最大化。通常, 可变速度风轮机 670 将比固定速度风轮机产生多出 10% 的能量。然而, 发电机 682 要求大致恒定的速度。目前, 使用电力电子设备产生风轮机中的可变速度。

[0127] 变速器 600 的实施例可换档, 从而捕获阵风并减小转矩峰值造成的损坏, 可增大速度并代替变速箱 690 的至少一级, 并且可随着风速变化而改变速度, 因而保持进入发电机 682 的恒定速度。

[0128] 仍参照图 21, 说明用于使用变速器 600 的风轮机 670 的传动系。变速箱 690 借助变速箱安装件 678 刚性地附装至机舱 (nacelle) 680, 该变速箱安装件 678 是设计成吸收由风轮机 670 的传动系产生的非常大的转矩的强刚性结构。机舱 680 是容纳并保护变速箱 690、变速器 600、发电机 682 和其它风轮机部件免受天气损坏的大的静止壳体。在变速箱 690 的输出侧上, 变速器 600 的低速轴 608 连接有一轴。速度通过变速器 600 增大并改变, 变速器 600 位于机舱 680 内, 且位于变速箱 690 与发电机 682 之间。根据风速和因此转子 688 的速度, 变速器 600 将更大或减小进入发电机 682 的速度。如果转子 688 的速度由于强风而很高, 则变速器 600 将换档至较低速度。如果转子 688 的速度由于低风速而较慢, 则变速器 600 将换档至较高速度。

[0129] 现在参照图 22, 示出用于变速器 100、600 和 1800 的球 1、输入盘 34、低速盘 1834、输出盘 101 和惰轮 18 的质地化表面 701 的轮廓。某些实施例中的质地化表面 701 是这样

的形状,即,抗磨损,并优选地不具有易于去除或变形的任何尖锐棱角。在某些实施例中,根据变速器 100、600 和 1800 的速度、尺寸和额定转矩,质地化表面 701 在上述部件的表面上产生 1-10 微米的微小圆丘。质地化表面 701 可通过滚磨 (tumbling)、喷丸处理、喷砂、激光刻蚀或任何其它适当的方法形成到球 1、输入盘 34、低速盘 1834、输出盘 101 和惰轮 18 中。如果所述部件由模制塑料制成,则除了上述技术之外,还可改变模具表面或型腔以产生质地化表面 701。质地化表面 701 增大了球 1 与输入盘 34、低速盘 1834、输出盘 101 和惰轮 18 的表面之间的摩擦。这减小了在变速器 100、600 和 1800 中的这些部件不打滑的情况下传递转矩所需的轴向力或夹紧力的量。质地化表面 701 显著增大了球 1、输入盘 34、低速盘 1834、输出盘 101 和惰轮 18 的表面面积,有助于散热。

[0130] 仍参照图 22,在某些实施例中,球 1、输入盘 34、低速盘 1834、输出盘 101 和惰轮 18 的表面涂敷有耐磨损涂层 702。某些实施例中的涂层 702 是坚硬、耐磨损、有弹性、高摩擦并且与钢粘结良好的,例如是氮化硅。根据变速器 100、600 和 1800 的尺寸、速度和额定转矩,氮化硅涂层 702 的厚度可以在 0.5 至 5 微米之间。将氮化硅涂层涂敷至钢的两个适当的方法是等离子气相淀积和化学气相淀积。某些化学气相淀积工艺所需的高温使其不适于某些诸如 52100 的硬化钢和某些其它轴承钢,因为这些钢会在涂覆过程中失去它们的回火 (temper)。在其中需要由化学气相淀积产生良好的粘结的变速器 100、600 和 1800 应用中,可能需要对球 1、输入盘 34、低速盘 1834、输出盘 101 和惰轮 18 使用工具钢。由质地化表面 701 产生的增大的表面面积增大了可涂敷至表面的涂层 702 的量。由质地化表面产生的不平度 (bumpiness) 增大了质地化表面 701 的表面与涂层 702 之间的机械粘结的强度。

[0131] 在此所述的实施例仅是示例,用于满足法律对说明的要求,并说明本发明的机构的实施方式、使用方法和制造方法等。在此说明的实施例有助于在此公开的全部内容的完全理解和实现。这些示例的说明绝不是限制性的。另外,这里的术语都使用它们的广义,除非特别说明。因此,术语不应被理解为使用任何限制意义或被任务是重新定义,除非明确地说明是这样。

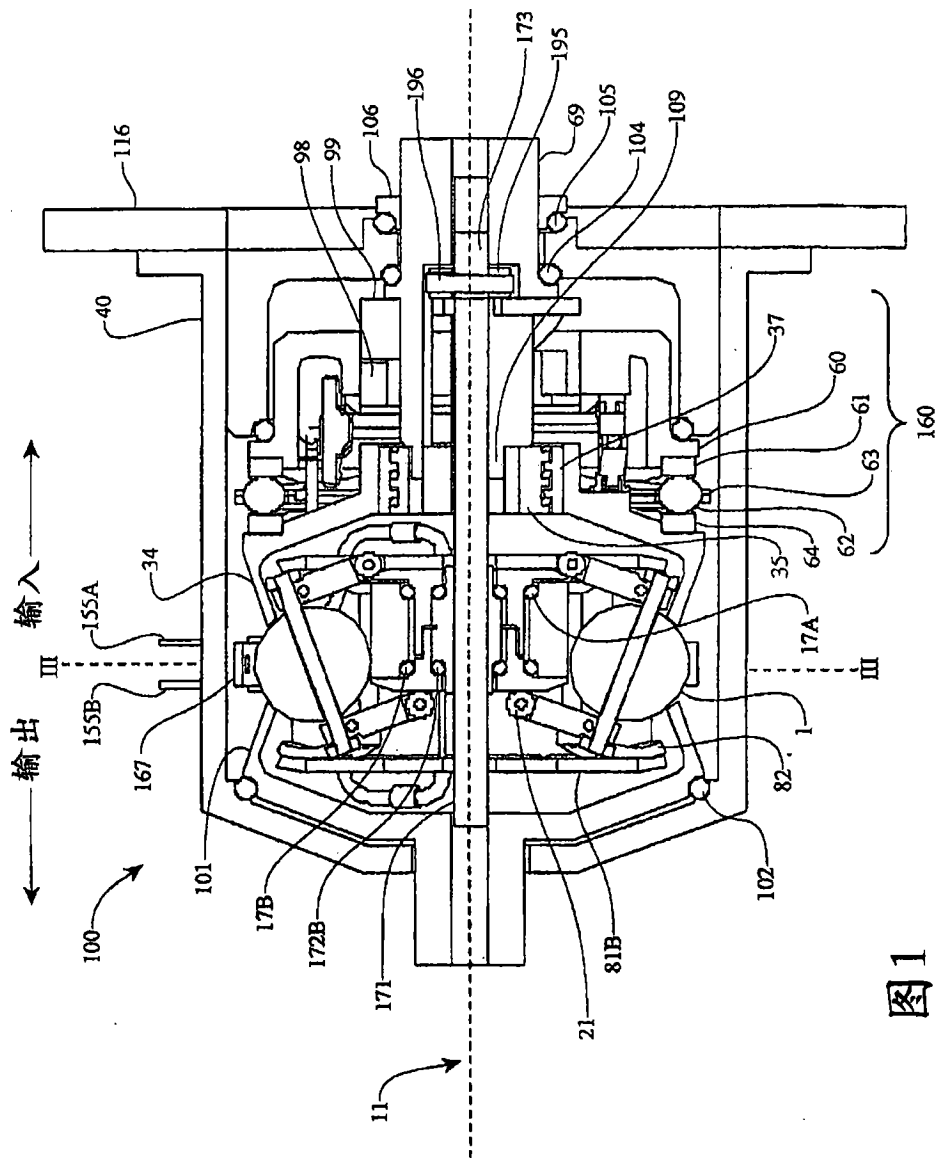


图1

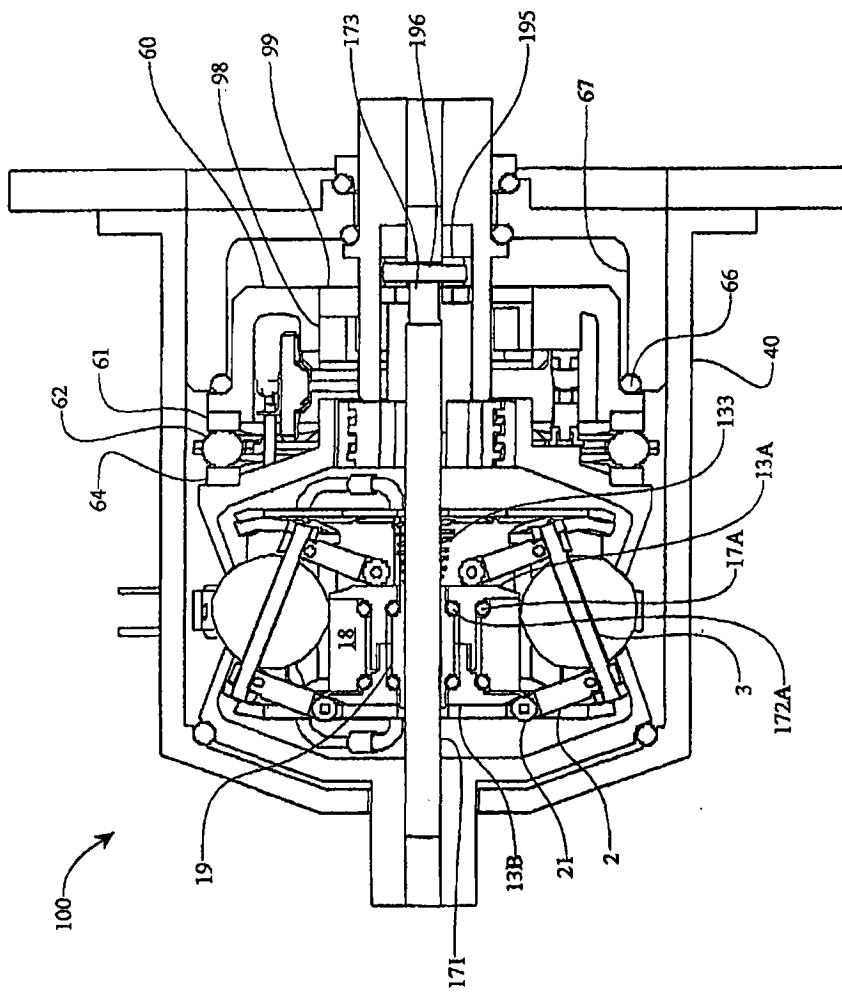


图 2

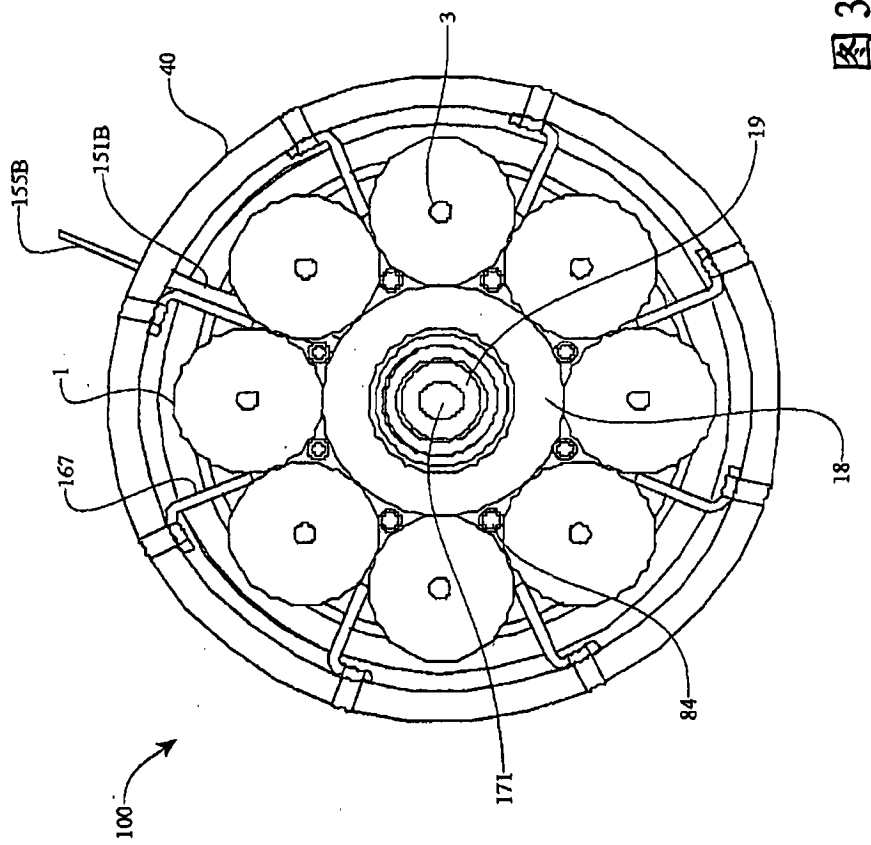


图 3

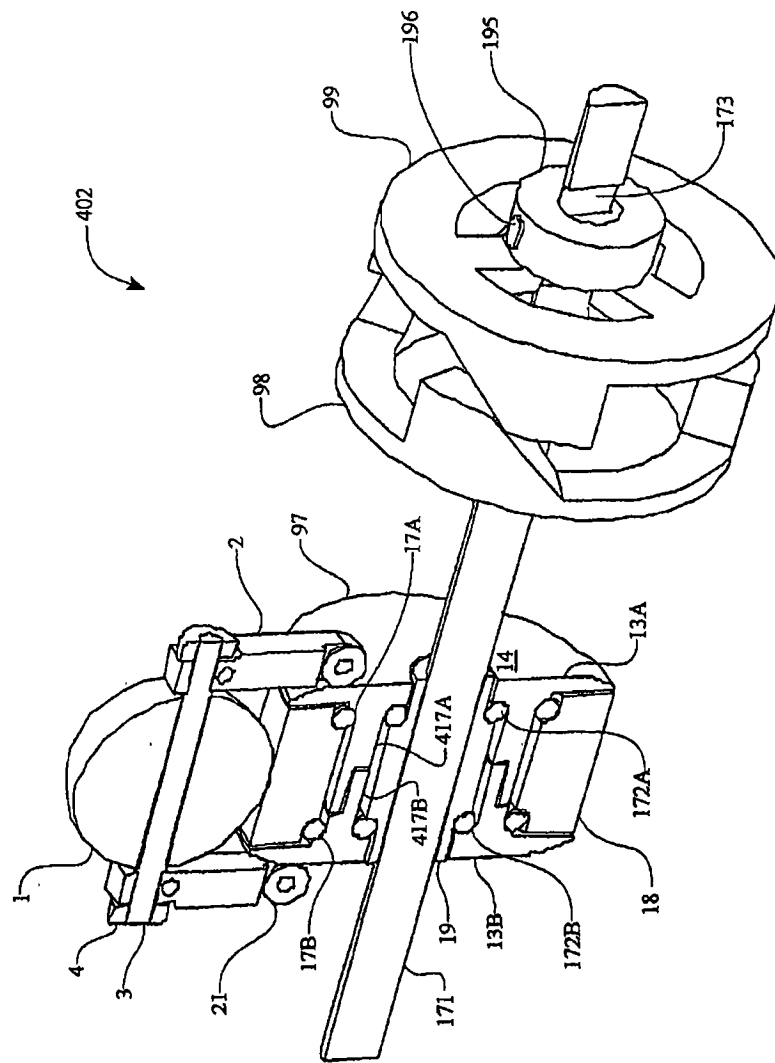


图4

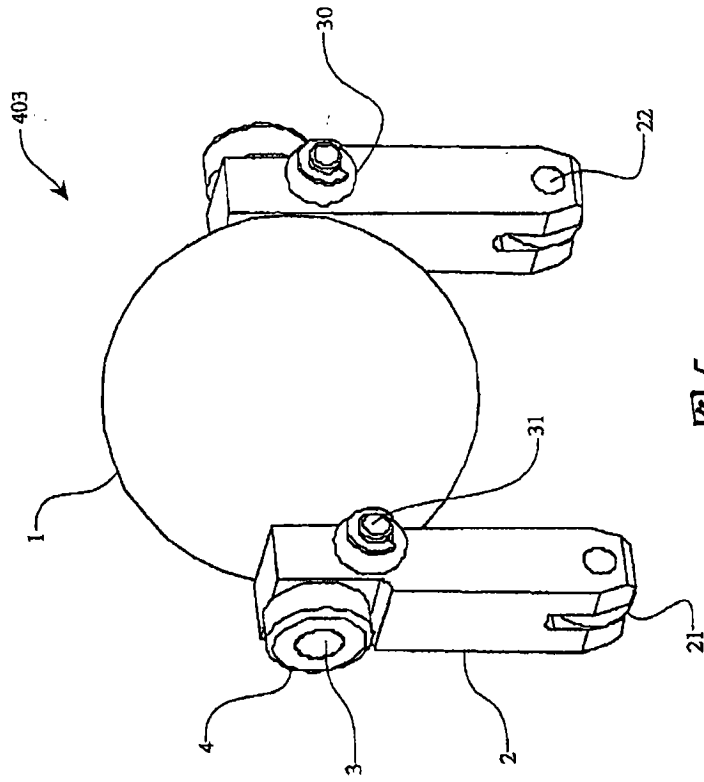


图5

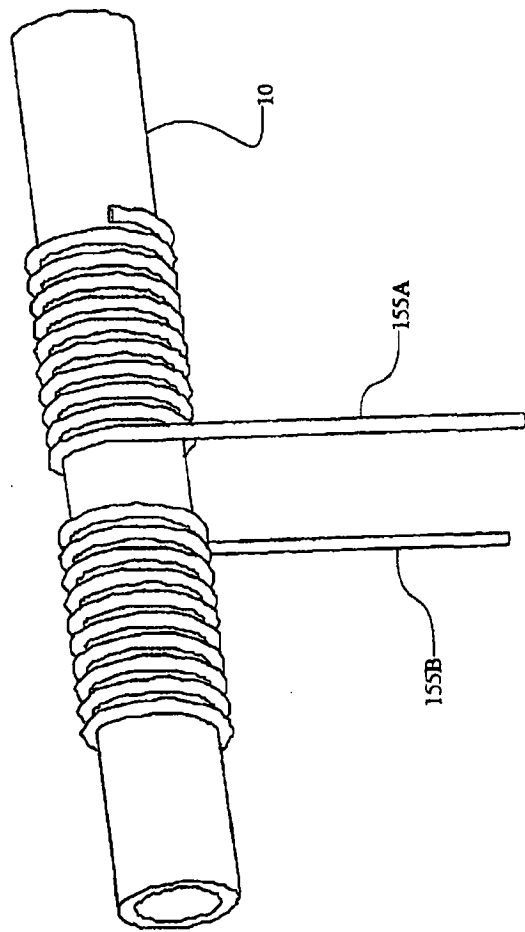


图6

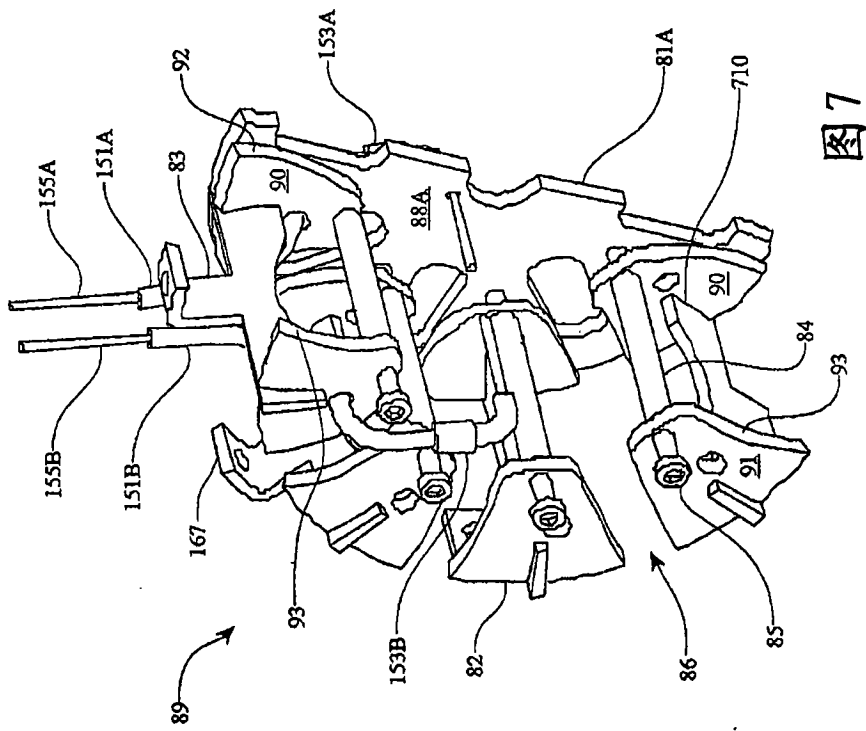
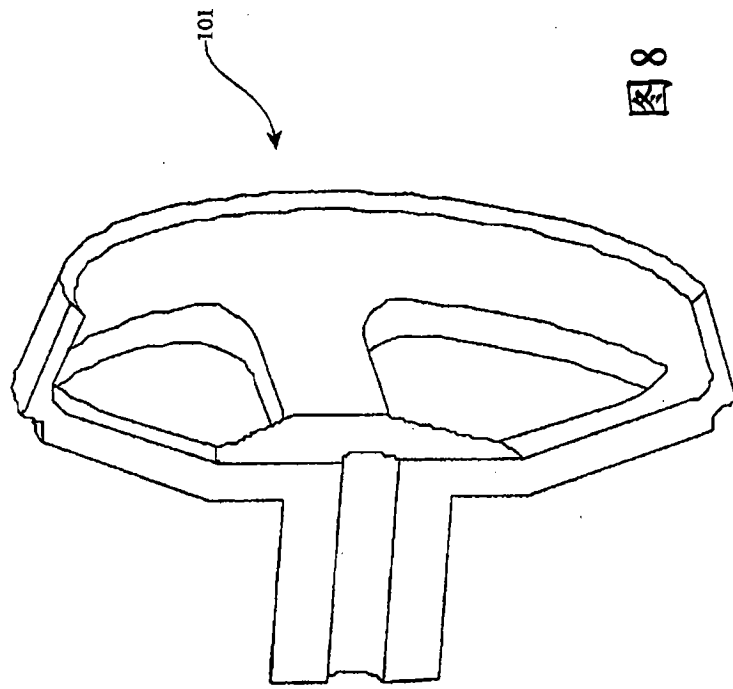


图7



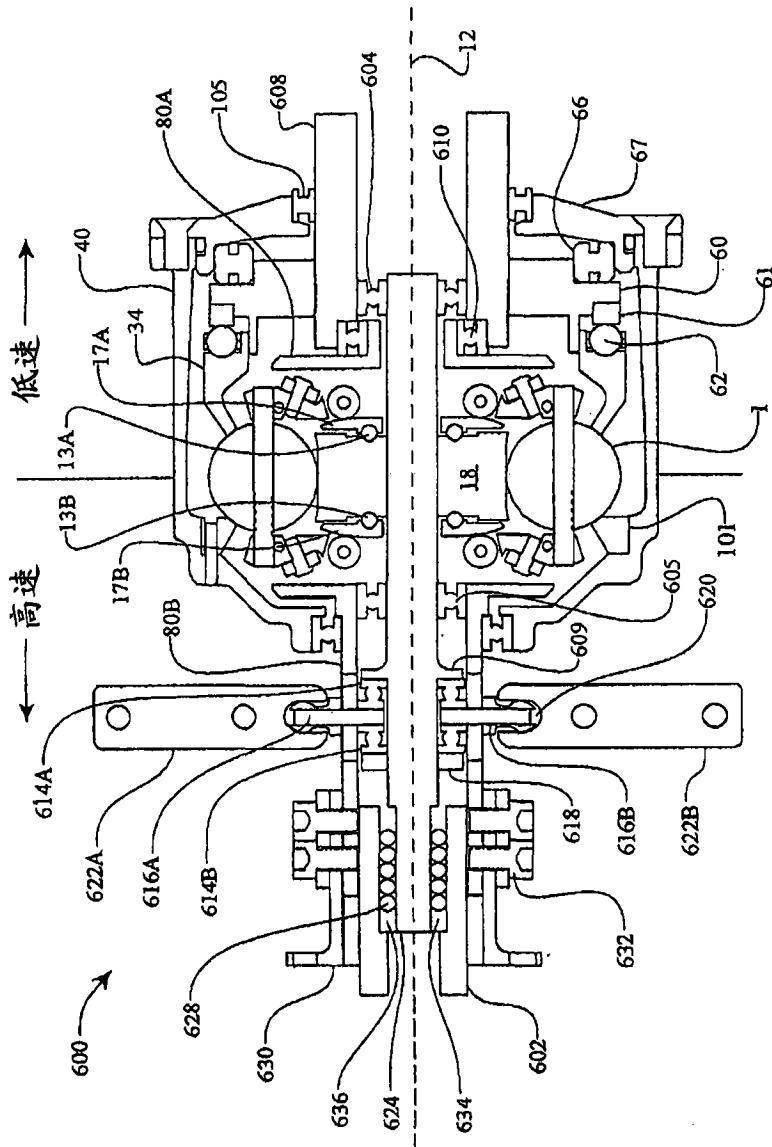


图9

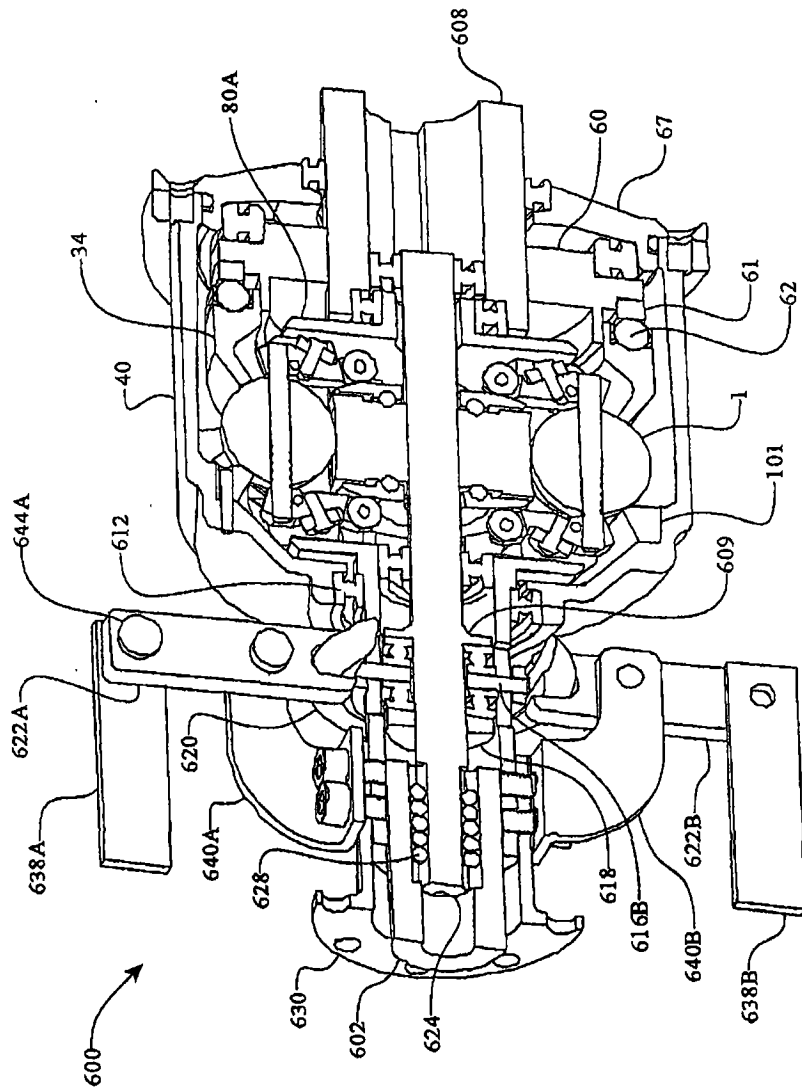


图10

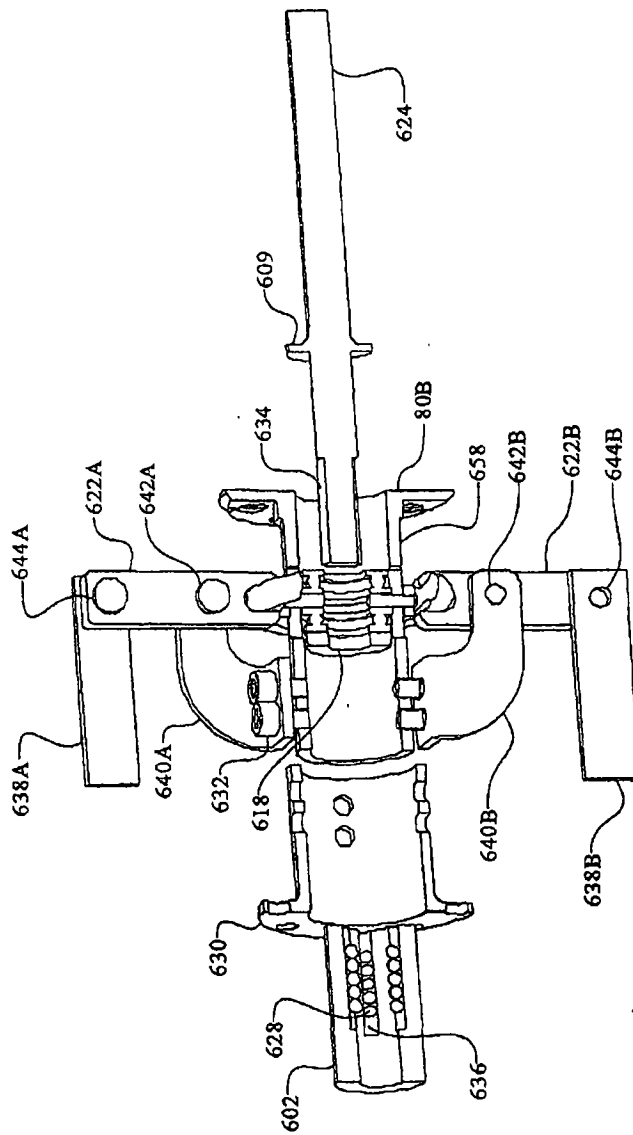


图11

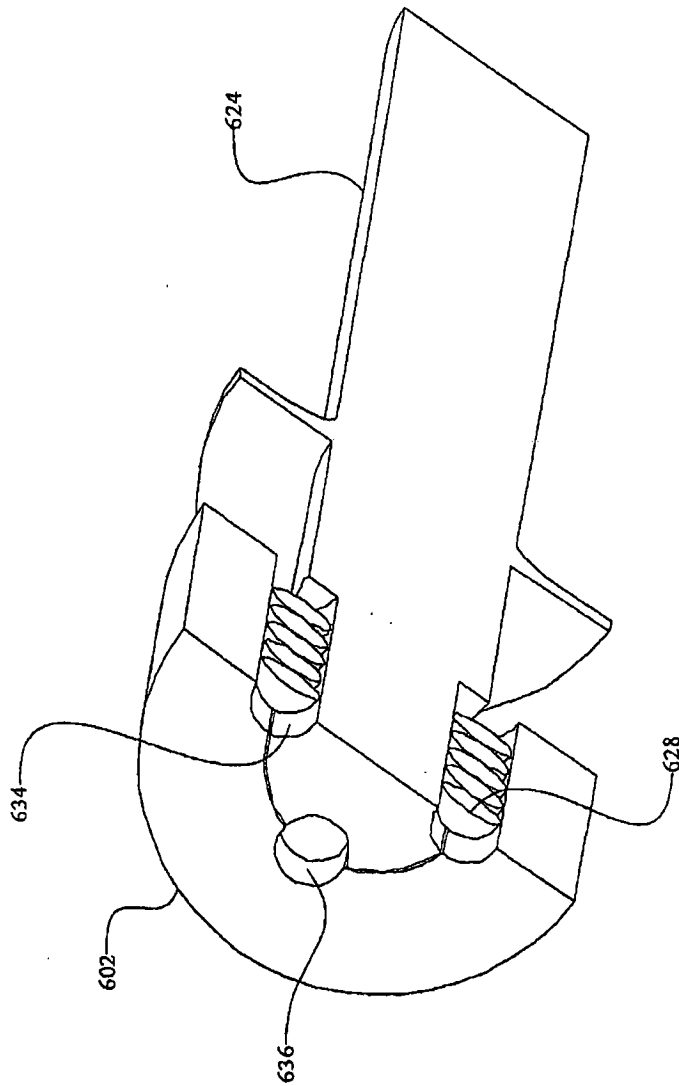


图12

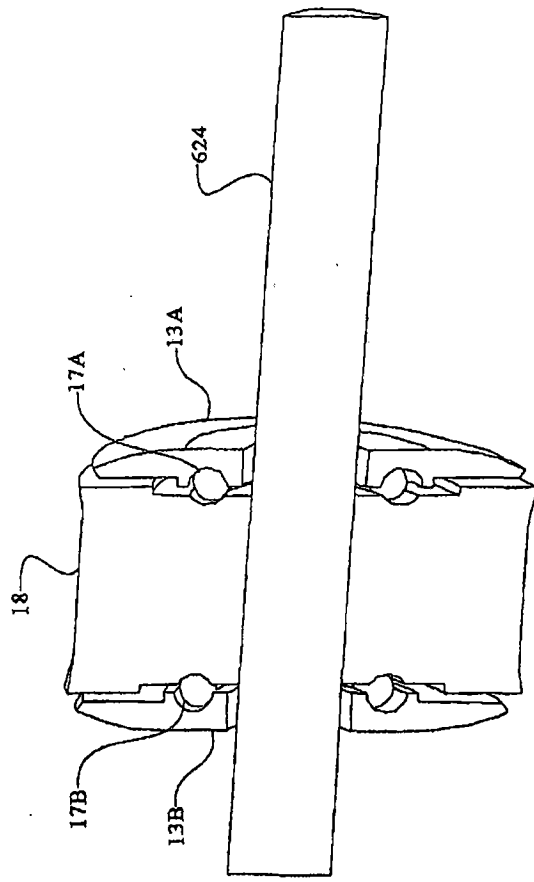


图13

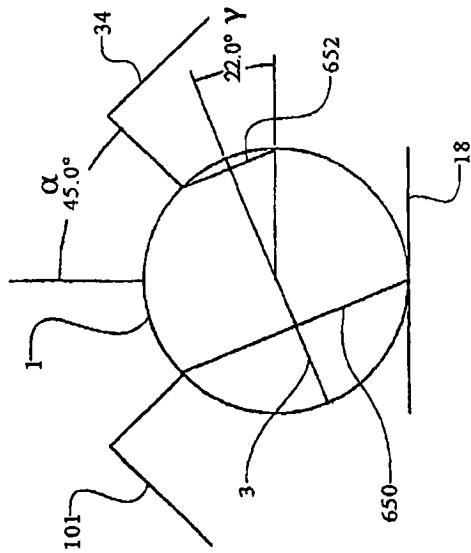


图14

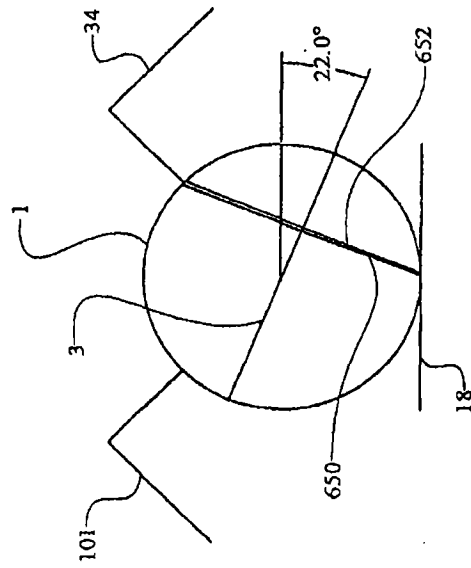


图15

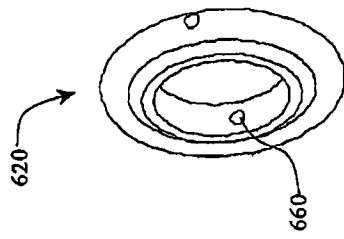


图17

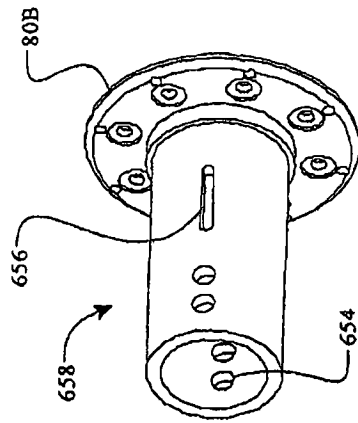


图16

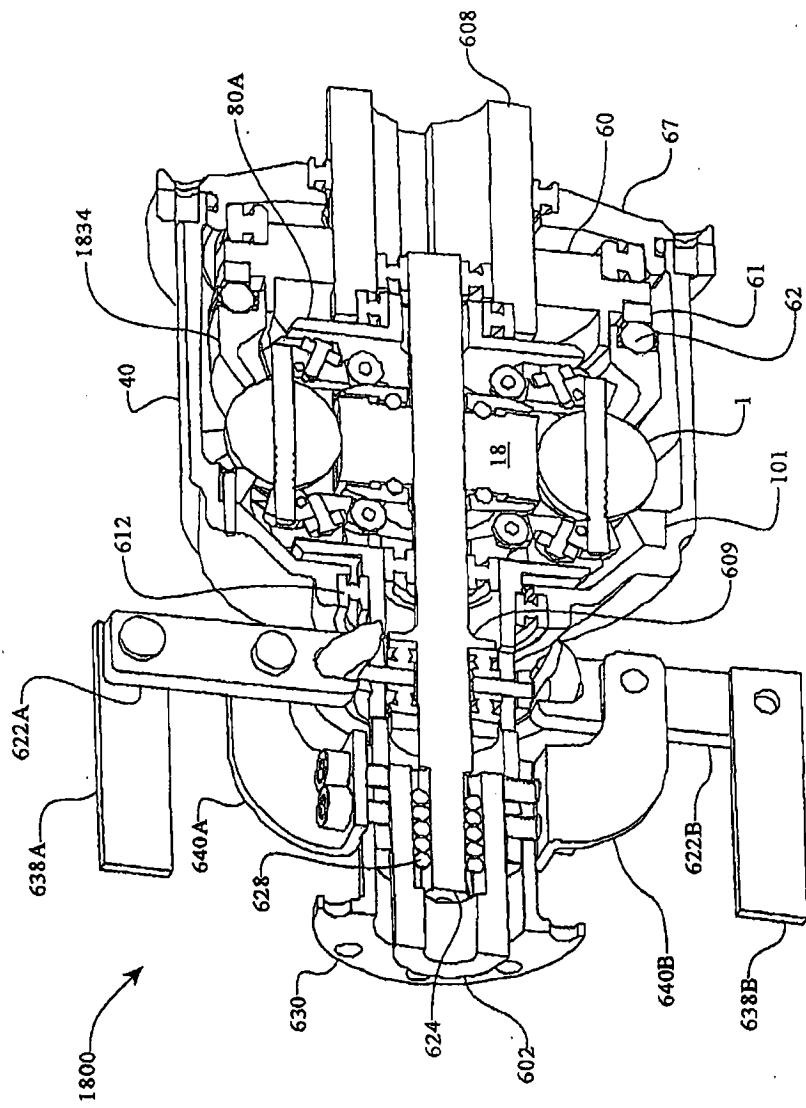


图18

50	α	80		惰轮直径		50	球直径		81.07	输入盘半径		
		球半径 ①输出	球半径 ②惰轮	增速比	球直径		球直径	球直径		球直径	球直径	球直径
γ												
-25	22.7	6.5	22.7	2.03	2.03		0.29	0.49	0.49			
-24	22.5	6.9	22.8	2.06	2.06		0.31	0.49	0.49			
-23	22.3	7.3	23.0	2.09	2.09		0.33	0.48	0.48			
-22	22.1	7.7	23.2	2.13	2.13		0.35	0.47	0.47			
-21	21.9	8.1	23.3	2.16	2.16		0.37	0.46	0.46			
-20	21.7	8.6	23.5	2.20	2.20		0.39	0.45	0.45			
-15	20.5	10.6	24.1	2.39	2.39		0.52	0.42	0.42			
-10	19.2	12.5	24.6	2.61	2.61		0.65	0.38	0.38			
-5	17.7	14.3	24.9	2.86	2.86		0.81	0.35	0.35			
0	16.1	16.1	25.0	3.15	3.15		1.00	0.32	0.32			
5	14.3	17.7	24.9	3.52	3.52	1.23	1.23	0.28	0.28	1.23		0.317
10	12.5	19.2	24.6	3.99	3.99	1.53	1.53	0.25	0.25	1.53		0.317
15	10.6	20.5	24.1	4.63	4.63	1.94	1.94	0.22	0.22	1.94		0.317
20	8.6	21.7	23.5	5.57	5.57	2.53	2.53	0.18	0.18	2.53		0.317
21	8.1	21.9	23.3	5.81	5.81	2.69	2.69	0.17	0.17	2.69		0.317
22	7.7	22.1	23.2	6.08	6.08	2.86	2.86	0.16	0.16	2.86		0.317
23	7.3	22.3	23.0	6.38	6.38	3.05	3.05	0.16	0.16	3.05		0.317
24	6.9	22.5	22.8	6.72	6.72	3.26	3.26	0.15	0.15	3.26		0.317
25	6.5	22.7	22.7	7.10	7.10	3.50	3.50	0.14	0.14	3.50		0.317

图 19

Y	35	α	80		惰轮直径		50	球直径		85.48	输入盘半径	
			球半径 @输出	球半径 @惰轮	增速比	速比 范围		平均速 度增益	正常模 式速比		速比 范围	平均速 度减小
-25		24.6	12.5	22.7	1.97			0.51	0.51			
-24		24.5	12.9	22.8	1.99			0.52	0.50			
-23		24.5	13.2	23.0	2.01			0.54	0.50			
-22		24.4	13.6	23.2	2.03			0.56	0.49			
-21		24.3	14.0	23.3	2.06			0.58	0.49			
-20		24.1	14.3	23.5	2.08			0.59	0.48			
-15		23.5	16.1	24.1	2.20			0.68	0.46			
-10		22.7	17.7	24.6	2.32			0.78	0.43			
-5		21.7	19.2	24.9	2.46			0.88	0.41			
0		20.5	20.5	25.0	2.61			1.00	0.38			
5		19.2	21.7	24.9	2.78		1.13	2.62	0.36	1.13	1.13	0.383
10		17.7	22.7	24.6	2.98		1.28	2.65	0.34	1.28	1.28	0.383
15		16.1	23.5	24.1	3.21		1.46	2.70	0.31	1.46	1.46	0.383
20		14.3	24.1	23.5	3.50		1.68	2.79	0.29	1.68	1.68	0.383
21		14.0	24.3	23.3	3.57		1.74	2.81	0.28	1.74	1.74	0.383
22		13.6	24.4	23.2	3.64		1.79	2.84	0.27	1.79	1.79	0.383
23		13.2	24.5	23.0	3.71		1.85	2.86	0.27	1.85	1.85	0.383
24		12.9	24.5	22.8	3.79		1.91	2.89	0.26	1.91	1.91	0.383
25		12.5	24.6	22.7	3.87		1.97	2.92	0.26	1.97	1.97	0.383

图 20

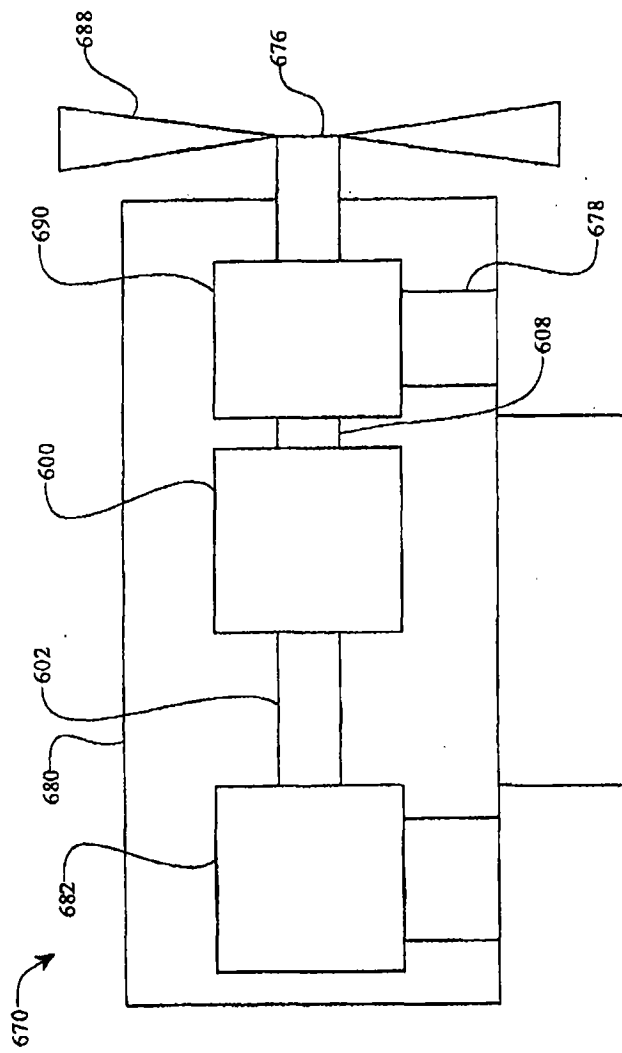


图21

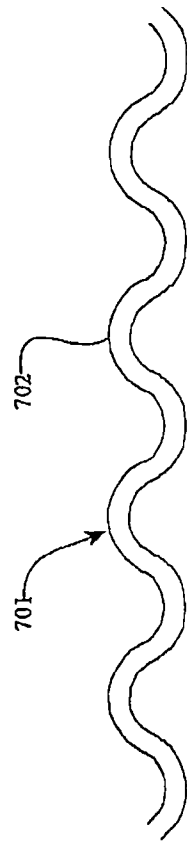


图 22