

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl⁷

F16H 15/52

F16H 37/02

[12] 发明专利说明书

[21] ZL 专利号 97113040. X

[45] 授权公告日 2001 年 5 月 30 日

[11] 授权公告号 CN 1066526C

[22] 申请日 1997. 5. 29 [24] 颁证日 2001. 2. 10

[21] 申请号 97113040. X

[30] 优先权

[32] 1996. 12. 27 [33] JP [31] 351225/1996

[73] 专利权人 本田技研工业株式会社

地址 日本东京都

[72] 发明人 塚田善昭 中村一彦 鹿山博明

[56] 参考文献

CN2186823Y 1995. 1. 4 F16H15/18

JP47-4417 1972. 1. 7 F1621

US5129869 1992. 7. 14 F16H15/52

US5545101 1996. 8. 13 F16H15/16

WO95/33147 1995. 12. 7 F16H15/52

审查员 22 54

[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

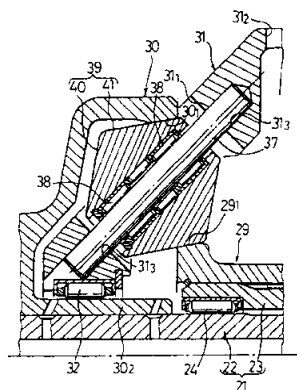
代理人 马江立

权利要求书 1 页 说明书 9 页 附图页数 5 页

[54] 发明名称 无级变速器

[57] 摘要

本发明的无级变速器备有支承在输入轴外周的传动伞形体、支承在输出轴外周的从动伞形体、通过双锥形体支承轴支承在锥形体座上的与两伞形体相接的若干个双锥形体。双锥形体支承轴插入朝着半径方向外侧穿设在锥形体座上的有底支承孔内,该双锥形体支承轴的半径方向内端与把锥形体座支承在从动伞形体的轮毂部上的滚针轴承相接,所以双锥形体支承轴不会从支承孔中脱出,可提高维修性。



权 利 要 求 书

1. 一种无级变速器, 备有

可自由旋转地支承在变速器主轴(21)上的传动伞形体(29),

可自由旋转地支承在变速器主轴(21)上的从动伞形体(30),

能沿变速器主轴(21)自由移动的锥形体座(31、56),
沿着以变速器主轴(21)为中心线的圆锥母线那样支承在
锥形体(31、56)上的双锥形体支承轴(37),

由共有底面的第1锥形体(40)和第2锥形体(41)构成的、可自由旋转地支承在双锥形体支承轴(37)上的双锥形体(39), 第1锥形体(40)与传动伞形体(29)相接, 第2锥形体(41)与从动伞形体(30)相接,

相应于变速器主轴(21)的输入旋转数, 使锥形体座(31、56)在变速器主轴(21)的轴线(L)方向移动的离心机构(51),

其特征在于, 上述双锥形体支承轴(37)插入从变速器主轴(21)一侧穿设到锥形体座(31、56)上的有底支承孔(31₃)内, 由把锥形体座(31、56)支承到变速器主轴(21)上的轴承(32)来防止脱出。

无级变速器

本发明涉及无级变速器，该变速器备有由第1锥形体和第2锥形体构成的双锥形体，第1锥形体与传动伞形体相接，第2锥形体与从动伞形体相接，通过改变传动伞形体及从动伞形体与第1锥形体及第2锥形体相接点位置，来变更变速比。

公知的无级变速器例如有日本专利公报特公昭47-447号记载的型式。此种型式的无级变速器备有把双锥形体可旋转地支承在锥形体座上、并插入形成在锥形体座上的支承孔内以防止脱出的双锥形体支承轴。现有技术中，为了防止上述双锥形体支承轴的脱出，是采用夹具把双锥形体支承轴结合在锥形体座上，或者把双锥形体支承轴压入锥形体座的支承孔内。

但是，用夹具防止双锥形体支承轴脱出时，因需要夹具而增加了零件数量。采用压入双锥形体支承轴的方法时，在拆开时必须把双锥形体支承轴从支承孔中拔出，其作业较麻烦，不便于维修。

本发明是鉴于上述问题而作出的，其目的在于提供一种不采用夹具等特别的结合部件且不降低维修性，能防止双锥形体支承轴脱出的无级变速器。

为了实现上述目的，本发明方案1记载的本发明中，把支承双锥形体双锥形体支承轴插入从变速器主轴一侧穿设到锥形体座上的有底支承孔内后，通过轴承把锥形体座组装到变速器主轴上，双锥形体支承轴的半径方向内端与上述轴承相接而起到止脱作用，所以，不必采用夹具等特别部件来防止双锥形体支承轴的脱出，也不必把双锥形体支承轴压入支承孔内来防止脱出。

图1是车辆用动力单元的纵断面图。

图2是图1的要部放大图。

图3是图2中的3-3线断面图。

图4是图2中的4-4线断面图。

图 5 是图 2 的要部放大图。

下面，参照附图说明本发明的实施例。

图 1 ~ 图 5 是表示本发明一实施例的图，图 1 是车辆用动力单元的纵断面图。图 2 是图 1 的要部放大图。图 3 是图 2 中的 3 - 3 线断面图。图 4 是图 2 中的 4 - 4 线断面图。图 5 是图 2 的要部放大图。

如图 1 所示，动力单元 P 装在机动两轮车上，备有容纳发动机 E 及无级变速器 T 的箱体 1。箱体 1 分成为三部分，即中央箱体 2、结合在中央箱体 2 左侧面的左箱体 3 和结合在中央箱体 2 右侧面的右箱体 4。曲轴 6 通过一对球轴承 5、5 支承在中央箱体 2 及左箱体 3 上，汽缸体 7 也支承在中央箱体 2 及左箱体 3 上，曲轴 6 通过连杆 9 与可滑动地嵌合在汽缸体 7 内的活塞 8 连接。

在曲轴 6 的左端设有发电机 10，该发电机 10 由结合在左箱体 3 左侧面的发电机罩 11 复盖住。在右箱体 4 内部延伸的曲轴 6 的右端外周，可相对自由旋转地支承着传动齿轮 12，该传动齿轮 12 通过设在曲轴 6 右端的自动离心离合器 13 能够与曲轴 6 结合。

从图 1 及图 2 可见，无级变速器 T 的变速器主轴 21 由内侧的输出轴 22 和套筒形输入轴 23 构成，该套筒形输入轴 23 通过滚针轴承 24 可相对自由转动地嵌合在输入轴 22 的外周，输出轴 22 的两端架设在左箱体 3 及右箱体 4 之间。在输入轴 23 上固定着与上述传动齿轮 12 啮合的从动齿轮 25。从动齿轮 25 由内侧齿轮半体 26 和外侧齿轮半体 27 构成。内侧齿轮半体 26 花键结合在输入轴 23 上，外侧齿轮半体 27 通过若干个橡胶减震件 28 ... 能稍微相对旋转地结合于内侧齿轮半体 26 上、并与上述传动齿轮 12 啮合。当从传动齿轮 12 经过从动齿轮 25 传递到输入轴 23 的发动机转矩变化时，由上述橡胶减震件 28 ... 的变形而减轻冲击力。

在输入轴 23 的外周花键结合着传动伞形体 29，该传动伞形体 29 备有朝向半径方向外侧的环形抵接部 29₁，在输出轴 22 的外周可相对转动地支承着从动伞形体 30，该从动伞形体 30 备有朝向半径方向内侧的环形抵接部 30₁。

形成为略圆锥形的第 1 锥形体座 31 通过滚针轴承 32 可相对旋

转且可在轴向滑动地支承在从动伞形体 3 0 的轮毂部 3 0₂ 的外周。

一并参照图 3 可知, 转矩凸轮机构 3 3 用于止住第 1 锥形体座 3 1 相对于箱体 1 的旋转, 该转矩凸轮机构 3 3 由立设在第 1 锥形体座 3 1 外周半径方向上的销 3 4、通过球轴承 3 5 轴支在该销 3 4 上的辊 3 6、用于导引该辊 3 6 并形成在右箱体 4 内壁面上的导槽 4₁ 构成。导槽 4₁ 的方向相对于变速器主轴 2 1 的轴线 L 倾斜 α 角。

架设着若干个双锥形体支承轴 3 7 ..., 这些支承轴 3 7 ... 横切形成在第 1 锥齿轮座 3 1 上的若干个窗孔 3 1₁ ..., 双锥形体 3 9 通过滚针轴承 3 8、3 8 可旋转地支承在各双锥形体支承轴 3 7 上。双锥形体支承轴 3 7 ... 配置在以变速器主轴 2 1 的轴线 L 为中心线的圆锥母线上, 横穿在传动伞形体 2 9 的抵接部 2 9₁ 与从动伞形体 3 0 的抵接部 3 0₁ 之间。各双锥形体 3 9 由共有底面的第 1 锥形体 4 0 及第 2 锥形体 4 1 构成, 传动伞形体 2 9 的抵接部 2 9₁ 抵接在第 1 锥形体 4 0 上, 从动伞形体 3 0 的抵接部 3 0₁ 抵接在第 2 锥形体 4 1 上。

从图 5 可知, 支承各双锥形体支承轴 3 7 的形成于第 1 锥形体座 3 1 上的支承孔 3 1₃ 是从半径方向内侧向外侧穿设的有底孔, 该支承孔 3 1₃ 的半径方向内侧的开口端面临着滚针轴承 3 2, 该滚针轴承 3 2 把第 1 锥形体座 3 1 支承在与变速器主轴 2 1 一体旋转的从动伞形体 3 0 的轮毂部 3 0₂ 的外周。因此, 在把双锥形体 3 9 嵌合在第 1 锥形体座 3 1 的窗孔 3 1₁ 内的状态下, 把双锥形体支承轴 3 7 贯通双锥形体 3 9 地插入第 1 锥形体座 3 1 的支承孔 3 1₃ 的开口端, 则双锥形体支承轴 3 7 和双锥形体 3 9 就被组装到第 1 锥形体座 3 1 上。当把第 1 锥形体座 3 1 及从动伞形体 3 0 组装到变速器主轴 2 1 的外周时, 双锥形体支承轴 3 7 的半径方向内端与设在从动伞形体 3 0 的轮毂部 3 0₂ 外周和第 1 锥形体座 3 1 之间的滚针轴承 3 2 抵接, 可防止双锥形体支承轴 3 7 从支承孔 3 1₃ 的开口端脱出。

这样, 由于把支承孔 3 1₃ 形成为从第 1 锥形体座 3 1 的半径方向内侧向外侧穿设的有底孔, 用滚针轴承 3 2 防止插入该支承孔 3 1₃ 内的双锥形体支承轴 3 7 的半径方向内端脱出, 所以, 不需要夹具等

专门的止脱部件，不仅可减少零件数量，而且与把双锥形体支承轴 3 7 压入支承孔 3 1₃ 的方法相比，拆卸容易，提高了维修性。

在与曲轴 6 相对的第 1 锥形体座 3 1 上部开设了一个窗孔 3 1₂。容纳在第 1 锥形体座 3 1 内部的从动齿轮 2 5 的齿面朝向上述窗孔 3 1₂，通过该窗孔 3 1₂ 传动齿轮 1 2 与从动齿轮 2 5 啮合。

在从动齿轮 2 5 的右侧设有离心机构 5 1，该离心机构 5 1 使第 1 锥形体座 3 1 相应于输入轴 2 3 转数地在轴向滑动，从而变更无级变速器 T 的变速比。离心机构 5 1 由固定在输入轴 2 3 外周的套筒 5 2、通过轴瓦 5 3 可滑动地嵌合在套筒 5 2 外周的凸轮部件 5 4 及若干个离心配重 5 5 … 构成，该离心配重 5 5 配置在固定凸轮面 2 6₁ 与可动凸轮面 5 4₁ 之间，固定凸轮面 2 6₁ 形成在从动齿轮 2 5 的内侧齿轮半体 2 6 的右侧面，可动凸轮面 5 4₁ 形成在凸轮部件 5 4 的左侧面。复盖离心机构 5 1 的第 2 锥形体座 5 6 的外周由夹具 5 7 固定在第 1 锥形体座 3 1 的右端，该第 2 锥形体座 5 6 的内周通过球轴承 5 8 支承在凸轮部件 5 4 上。

第 1 锥形体座 3 1 和第 2 锥形体座 5 6 共同形成包围变速器主轴 2 1 的空间，在其内部容纳着从动齿轮 2 5、传动伞形体 2 9 及离心机构 5 1。上述空间通过从动齿轮 2 5 的齿面所面临的 1 个窗孔 3 1₂ 和支承双锥形体 3 9 … 的窗孔 3 1₁ … 与箱体 1 的内部空间连通。

嵌合在套筒 5 2 右端的带台阶轴环 5 9 通过球轴承 6 0 支承在输出轴 2 2 的右端外周，该球轴承 6 0 的右侧面通过楔 6 1 固定在输出轴 2 2 上。输出轴 2 2 及输入轴 2 3 构成的变速主轴 2 1 通过嵌合在输入轴 2 3 外周的球轴承 6 2 支承在右箱体 4 上。支承在球轴承 6 2 上的弹簧座 6 3 与第 2 锥形体座 5 6 之间设有压缩状态的弹簧 6 4，该弹簧 6 4 的弹力将第 2 锥形体座 5 6 及第 1 锥形体座 3 1 向左方向推压。

当输入轴 2 3 的转数增加时，离心配重 5 5 … 在离心力作用下向半径方向外侧移动而推压两凸轮面 2 6₁、5 4₁，凸轮部件 5 4 抵抗弹簧 6 4 的弹力向右方向移动，通过球轴承 5 8 连接在该凸轮部件 5 4 上的第 2 锥形体座 5 6 及第 1 锥形体座 3 1 也就向右方向滑动。

输出齿轮 6 6 花键结合在输出轴 2 2 的左端并由楔 6 5 固定着, 在该输出齿轮 6 6 的右端与从动伞形体 3 0 的左端之间设有调压凸轮机构 6 7。从图 4 可知, 调压凸轮机构 6 7 是把球 6 8 挟持在输出齿轮 6 6 右端的若干个凹部 6 6₁ ... 与从动伞形体 3 0 左端的若干个凹部 3 0₃ ... 之间的机构, 在输出齿轮 6 6 和从动伞形体 3 0 之间夹设着碟形弹簧 6 9, 该碟形弹簧 6 9 赋与把从动伞形体 3 0 向右方推压的预荷载。当力矩作用在从动伞形体 3 0 上使其与输出齿轮 6 6 产生相对旋转时, 从动伞形体 3 0 被调压机构 6 7 往离开输出齿轮 6 6 的方向 (右方向) 推压。

返回图 1, 第 3 减速齿轮 7 1 通过球轴承 7 0 可旋转地支承在左箱体 3 上, 输出轴 2 2 的左端通过滚针轴承 7 2 及球轴承 7 3 同轴地支承在该第 3 减速齿轮 7 1 上。减速轴 7 5 通过一对球轴承 7 4、7 4 支承在左箱体 3 及中央箱体 2 上, 设在减速轴 7 5 上的第 1 减速齿轮 7 6 及第 2 减速齿轮 7 7 分别与输出齿轮 6 6 及第 3 减速齿轮 7 1 啮合。伸出于左箱体 3 外部的第 3 减速齿轮 7 1 的轴部前端, 设有卷绕着环形链 7 8 的驱动链轮 7 9。因此, 输出轴 2 2 的旋转通过输出齿轮 6 6、第 1 减速齿轮 7 6、第 2 减速齿轮 7 7、第 3 减速齿轮 7 1、驱动链轮 7 9 及环形链 7 8 传到驱动轮。

穿设右箱体 4 内部的油路 4₂ 与轴向贯通输出轴 2 2 内部的油路 2 2₁ 连通, 从油路 2 2₁ 供给到第 1 锥形体座 3 1 及第 2 锥形体座 5 6 内部空间的油润滑无级变速器 T 的各部。

下面说明具有上述构造的本发明实施例的动作。

如图 2 所示, 从变速器主轴 2 1 的轴线 L 到传动伞形体 2 9 的抵接部 2 9₁

的距离 A 为一定值, 从双锥形体支承轴 3 7 到传动伞形体 2 9 的抵接部 2 9₁ 的距离 B 为可变值 (B_L 、 B_T)。另外, 从双锥形体支承轴 3 7 到从动伞形体 3 0 的抵接部 3 0₁ 的距离 C 是可变值 (C_L 、 C_T), 从变速器主轴 2 1 的轴线 L 到从动伞形体 3 0 的抵接部 3 0₁ 的距离 D 是一定值。

设传动伞形体 2 9 的转数为 N_{DR} , 从动伞形体 3 0 的转数为 N

DN，用 $R = N_{DR} / N_{DN}$ 来定义变速比R时，则变速比R为

$$R = N_{DR} / N_{DN} = (B / A) \times (D / C)$$

如图2的上半部所示，当发动机E低速旋转时，由于被传动齿轮12驱动从动齿轮25的旋转数低，所以，作用在离心机构51的离心配重55…上的离心力也小，第2锥形体座56及第1锥形体座31由于弹簧64的弹力而向左方向移动。第1锥形体座31移动到左方向时，传动伞形体29的抵接部29₁移动到双锥形体39的第1锥形体40的底面侧，距离B增加到最大值B_L，同时从动伞形体30的抵接部30₁移动到双锥形体39的第2锥形体41的顶点侧，距离C减少为最小值C_L。

这时，由于上述距离A、D是一定值，当距离B增加到最大值B_L，距离C减少为最小值C_L时，上述变速比R变大，变速为低速率。

另一方面，如图2的下半部所示，当发动机E高速旋转时，由于被传动齿轮12驱动从动齿轮25的旋转数高，所以，作用到离心机构51的离心配重55…上的离心力也增大，离心配重55…在离心力作用下向半径方向外侧移动，第2锥形体座56及第1锥形体座31在离心配重55…的作用下，抵抗弹簧64的弹力向右方向移动。当第1锥形体座31移动到右方向时，传动伞形体29的抵接部29₁移动到双锥形体39的第1锥形体40的顶点侧，距离B减小为最小值B_T，同时从动伞形体30的抵接部30₁移动到双锥形体39的第2锥形体41的底面侧，距离C增加为最大值C_T。

这时，由于上述距离A、D是一定值，当距离B减小为最小值B_T，距离C增加为最大值C_T时，上述变速比R变小，变速为最高速率。

因此，可以使无级变速器T的变速比相应于发动机E转数地在低与最高之间无级地变化。而且上述变速比的控制是由离心机构51自动进行的，所以，与设有从箱体1外部手动地进行变速操作的变速控制装置或设有电子变速控制装置的情形相比，其构造简单，成本低廉，并能实现无级变速器T的小型化。

如上所述, 传动伞形体 2 9 的旋转是通过双锥形体 3 9 ... 以预定的变速比传递到从动伞形体 3 0, 该从动伞形体 3 0 的旋转再通过调压机构 6 7 传递到输出齿轮 6 6。这时, 作用在从动伞形体 3 0 上的力矩使其与输出齿轮 6 6 之间产生相对旋转时, 从动伞形体 3 0 被调压机构 6 7 往离开输出齿轮 6 6 的方向推压。该推压力与碟形弹簧 6 9 的弹力协同作用, 产生把传动伞形体 2 9 的抵接部 2 9₁ 压接到双锥形体 3 9 的第 1 锥形体 4 0 上的面压力, 以及把从动伞形体 3 0 的抵接部 3 0₁ 压接到双锥形体 3 9 的第 2 锥形体 4 1 上的面压力。

调压凸轮机构 6 7 的推压力把输出齿轮 6 6 往左方向推压, 但由于输出齿轮 6 6 的左端由楔 6 5 固定在输出轴 2 2 的左端, 所以, 往左方向的推压力传递到输出轴 2 2。另外, 调压凸轮机构 6 7 的推压力把从动伞形体 3 0 往右方向推压, 该推压力从从动伞形体 3 0 通过双锥形体 3 9 ...、传动伞形体 2 9、内侧齿轮半体 2 6、套筒 5 2、球轴承 6 2、轴环 5 9、球轴承 6 0 及楔 6 1 传递到输出轴 2 2 的右端。

因此, 调压凸轮机构 6 7 把输出齿轮 6 6 及从动伞形体 3 0 往左右方向推压的荷重作为输出轴 2 2 的拉伸荷载作用, 该拉伸荷载被输出轴 2 2 的内部应力相消, 调压凸轮机构 6 7 的推压荷载不传递到箱体 1 上。这样, 无需使箱体 1 的强度加强到能经受上述推压荷载的程度, 可实现无级变速器 T 的轻量化。而且, 由于用一个调压凸轮机构 6 7 推压传动伞形体 2 9 及从动伞形体 3 0 双方, 所以, 与用各自的调压凸轮机构分别推压传动伞形体 2 9 及从动伞形体 3 0 的情形相比, 可减少零件数量和降低成本。

另外, 无级变速器 T 进行变速时, 第 1 锥形体座 3 1 在传动伞形体 2 9 的传递力矩反力作用下本应绕变速器主轴 2 1 旋转, 但该传递力矩反力因支承在第 1 锥齿轮座 3 1 上的力矩凸轮机构 3 3 的辊 3 6 与形成在右箱体 4 上的导槽 4₁ 嵌合而被阻挡, 所以, 第 1 锥形体座 3 1 不旋转而能沿轴向滑动。

当车辆行驶中因急加速而使发动机转矩急增时, 随着发动机转矩的急增, 作用在第 1 锥形体座 3 1 上的传递力矩的反力也增大。其结果, 如图 3 所示, 辊 3 6 被荷载 F 压接在倾斜的导槽 4₁ 的壁面上,

第1锥形体座3 1被该荷载F的导槽4 1

方向的分力 F_1 往图2的左侧推压(低速率侧)。即,在力矩凸轮机构3 3的作用下,变速比自动地变到低速率侧,发挥所谓的自动跳合(キックダウン)效果,可有效地使车辆加速。

而且,上述自动跳合时的变速比控制是由于力矩凸轮机构3 3对应发动机转矩的变化而自动进行的,无需设置特别的变速控制装置,所以构造简单,能降低成本及实现无级变速器T的小型化。只要使力矩凸轮机构3 3的导槽4 1的形状变化,就可以容易地调节变速比的变化特性。

虽然无级变速器T的第1锥形体座3 1及第2锥形体座5 6的下部浸入积存在箱体1底部的油中,但由于支承双锥形体3 9...的窗孔3 1 1及从动齿轮2 5的齿面所面临的窗孔3 2 2高于油面OL(见图2),所以,大量的油不会从箱体1底部浸入第1锥形体座3 1及第2锥形体座5 6的内部空间。另外,即使润滑用的油从贯通输出轴2 2内部的油路2 2 1供给第1锥形体座3 1及第2锥形体座5 6的内部空间,该油由于从动齿轮2 5的旋转离心力而飞散到外部,所以,第1锥形体座3 1及第2锥形体座5 6的内部空间能保持润滑所需的最小限度的油量。

因此,从动齿轮2 5只搅拌少量的油,能最大限度地抑制因不必要的搅拌而产生的动力损失。而且,由于第1锥形体座3 1及第2锥形体座5 6阻止了油,所以,不必设置特别的阻止油的部件,可减少零件数量。

如上所述,通过把从动齿轮2 5配置在由第1锥形体座3 1及第2锥形体座5 6围成的空间内,与把该从动齿轮2 5配置在上述空间外的情形相比,不仅能减少油的搅拌阻力,而且由于能把传动伞形体2 9及离心机构5 1对称地配置在从动齿轮2 5的左右两侧,所以有效地利用上述空间的容积,使无级变速器T的结构紧凑。

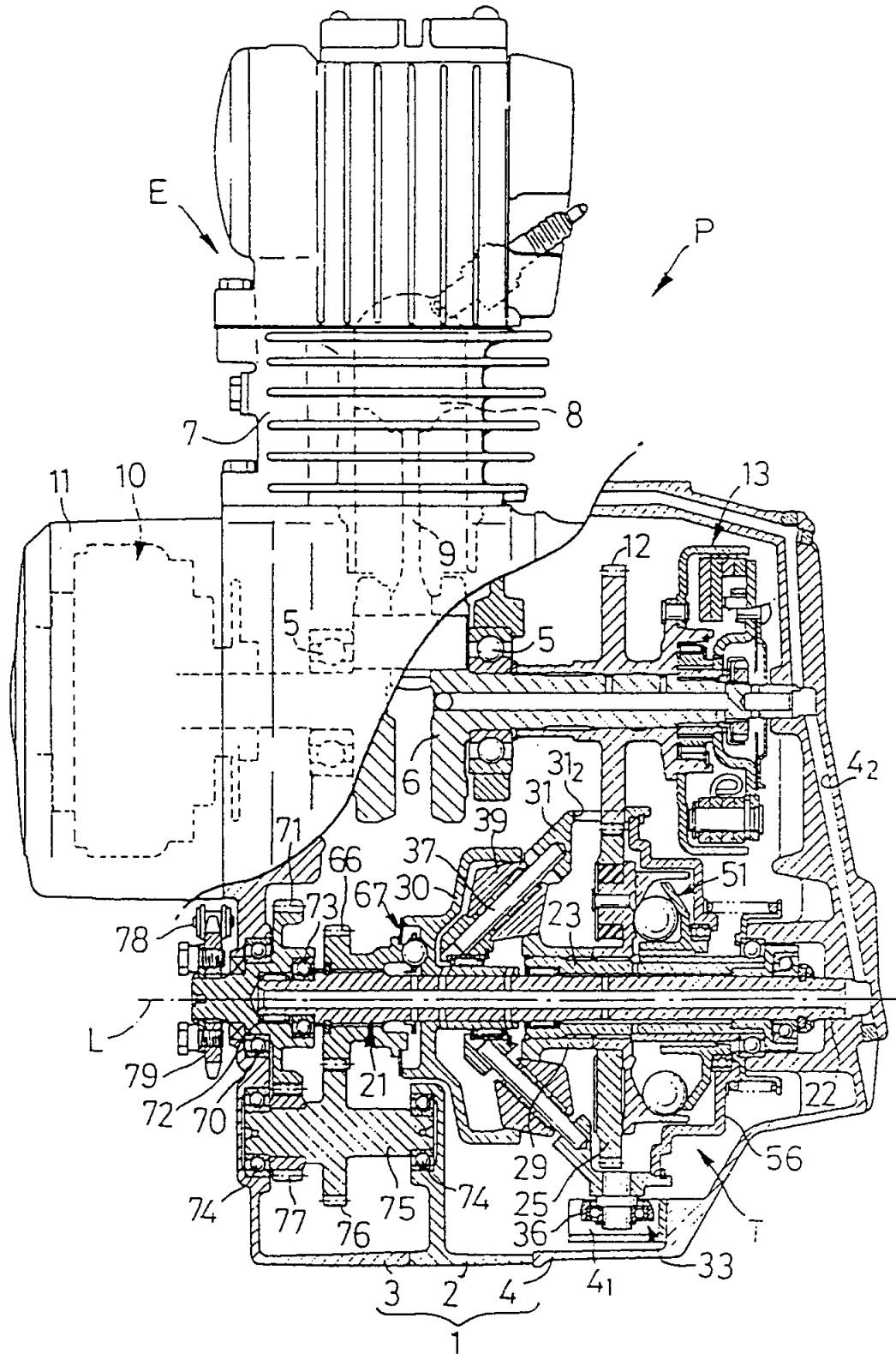
上面详细说明了本发明的实施例,但本发明并不局限于该实施例,在不变更要点的范围内,本发明可作出各种设计变更。

例如,在实施例中,防止双锥形体支承轴3 7脱出的滚针轴承3

2 不直接配置在第 1 锥形体座 3 1 与变速器主轴 2 1 之间，而是在两者之间夹设着从动伞形体 3 0 的轮毂部 3 0₂，但是也可以把滚针轴承 3 2 直接配置在第 1 锥形体座 3 1 与变速器主轴 2 1 之间。即，滚针轴承 3 2 也可以直接或间接地支承变速器主轴 2 1。另外，也可以不使用滚针轴承 3 2，而采用球轴承等的其它种类的轴承。

如上所述，方案 1 记载的发明，由于双锥形体支承轴插入从变速器主轴一侧穿设到锥形体座上的有底支承孔内，由把锥形体座支承在变速器主轴上的轴承来防止脱出，所以，不必采用夹具等特别部件来防止双锥形体支承轴的脱出，也不必把双锥形体支承轴压入，这样，可减少零件数量，提高维修性。

图 1



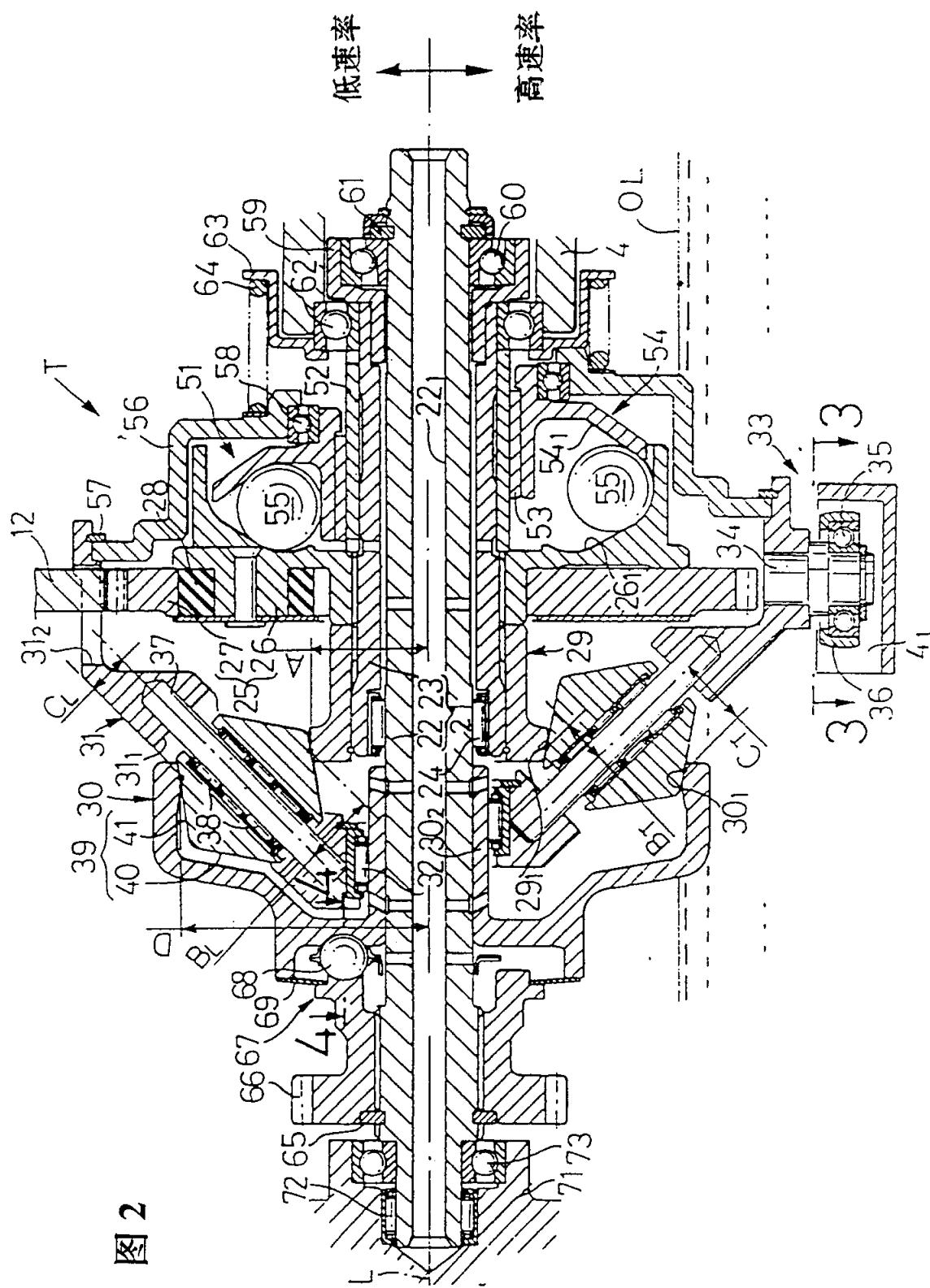
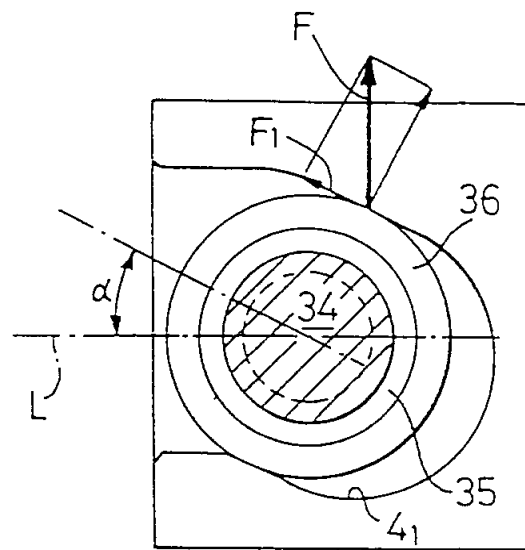


图 2

图 3



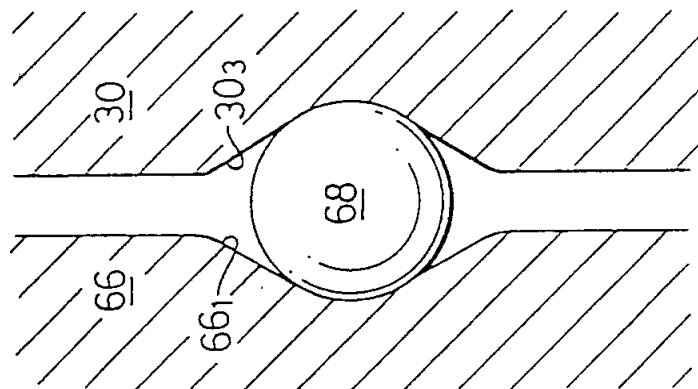


图 4

图 5

