[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl[7]
F16H 3/08
F16H 63/02

[12] 发明专利申请公开说明书

[21] 申请号 200510054296.6

[43] 公开日 2005 年 9 月 28 日

[11] 公开号 CN 1673571A

[22] 申请日 2005.3.21
[21] 申请号 200510054296.6
[30] 优先权
[32] 2004. 3.22 [33] JP [31] 2004 - 082295
[71] 申请人 日产自动车株式会社
地址 日本神奈川县
[72] 发明人 添田和彦

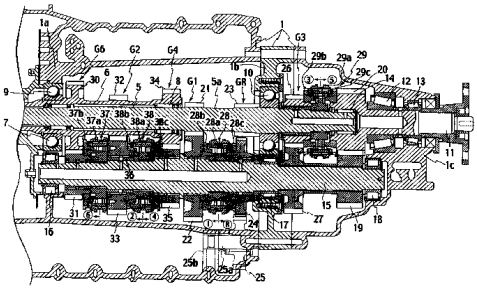
[74] 专利代理机构 中国国际贸易促进委员会专利商标事务所
代理人 寇英杰

权利要求书 1 页 说明书 15 页 附图 2 页

[54] 发明名称 双离合器式手动变速器

[57] 摘要

一种双离合器式手动变速器，包括：第一和第二输入轴，它们适于经由各个离合器有选择地接收发动机的动力输出；第一档位组，其包括设置在第一输入轴的后端与副轴之间的齿轮组，该第一输入轴的后端部从远离发动机的第二输入轴后端伸出，该副轴平行于第一和第二输入轴；第二档位组，其包括设置在第二输入轴与副轴之间的齿轮组；输出轴，其与第一输入轴的后端同心且相邻地设置；减速齿轮组，其位于输出轴与副轴之间，从而将该副轴与输出轴可驱动地相连。



ISSN1008-4274

1.一种双离合器式手动变速器，包括:

第一和第二输入轴，它们适于经由各个离合器有选择地接收发动机的动力输出，该第二输入轴为中空的并可旋转地支承在第一输入轴上;

第一档位组，其包括设置在第一输入轴的后端部与副轴之间的齿轮组，从而以它们的速比分别提供动力传输，其中，该第一输入轴的后端部从远离发动机的第二输入轴后端伸出，该副轴平行于第一和第二输入轴;

第二档位组，其包括设置在第二输入轴与副轴之间的齿轮组，从而以它们的速比分别提供动力传输;

输出轴，其与第一输入轴的后端同心且相邻地设置，以便排出根据所选档位进行减速所产生的动力输出;

减速齿轮组，其设置在输出轴与副轴之间，从而将该副轴与输出轴可驱动地相连。

2.根据权利要求 1 所述的双离合器式手动变速器，其特征在于，第一档位组包括奇数档位的齿轮组，第二档位组包括偶数档位的齿轮组。

3.根据权利要求 2 所述的双离合器式手动变速器，还包括啮合机构，其设置在第一输入轴后端与输出轴之间的邻接部上以在第一输入轴和输出轴之间提供直接联接，并与奇数档位组的一个齿轮组相关联以便选择直接联接档位。

4.根据权利要求 3 所述的双离合器式手动变速器，其特征在于，设在第一输入轴最后端的一可操作在奇数档位组的一个齿轮组中提供动力传输的啮合机构包括所述的提供直接联接的啮合机构。

5.根据权利要求 1 所述的双离合器式手动变速器，其特征在于，设置多个啮合机构以便使第二档位组的各个齿轮组啮合，所有的啮合机构都支承于副轴上。

双离合器式手动变速器

发明领域

本发明涉及一种双离合器式手动变速器，该变速器包括两个通过轴与两组传动齿轮组分别相连的离合器，其中平滑的换档通过可选择地与其中一个离合器分离同时与另一个离合器啮合以改变所啮合的齿轮组而实现。

发明背景

特开平公开号为 NO.8-320054 的日本专利申请公开了一种双离合器式手动变速器用于前置发动机且前轮驱动的车辆（FF－车辆），该双离合器式手动变速器包括第一和第二输入轴，它们有选择地并可驱动地相连以便通过各个离合器接收发动机的动力输出。第二输入轴为中空的并且可旋转地支承在第一输入轴上。第一输入轴从远离发动机的第二输入轴后端伸出。偶数档位组的齿轮组设置在第一输入轴的后端伸出部与副轴之间，该副轴与第一和第二输入轴平行地设置，用于适当地提供所选择的动力分配。此外，奇数档位组的齿轮组设置在第二输入轴与副轴之间，以便适当地提供所选择的动力分配，由此根据所选档位进行换档所产生的发动机动力输出可沿着径向从较靠近发动机的副轴前端排出。

采用这种双离合器式手动变速器，即使其中一组的其中一个档位根据所啮合的相关离合器来选择，另一组的下一个档位根据与其分离的关联离合器来预选。通过分离与其中一个档位关联的离合器，同时啮合与其它组的下一个档位关联的离合器来实现换档，也即，通俗上所称的离合器转换控制。另外通过在档位组之间选择预定的档位，即使是手动变速器也能执行动力自动传输。

发明内容

由于特别用于 FF-车辆的双离合器式手动变速器被设置成把换挡

产生的发动机动力输出沿着径向从较靠近发动机的副轴前端排出，副轴本身充当输出轴的角色，并且无需提供减速齿轮组来执行副轴与输出轴之间的动力传输。

在前置发动机且后端驱动的车辆（FR-车辆）中，将单一离合器式手动变速器用的结构和构造用来安装双离合器式手动变速器。减速齿轮组设置在输入轴与副轴之间以促使发动机的动力输出被传递给该副轴，因此副轴的旋转速度随着所选档位而改变，于是允许发动机的动力输出从输出轴排出，其中输出轴与输入轴同心且相邻地设置。

然而，在由这种减速齿轮组增加扭距之后，采用发动机动力输出用的这种执行换挡技术，就需要将所有齿轮组的齿宽增加以承受所增加的扭距，由此导致动力传输的轴向尺寸增加以及成本增加。

本发明是基于这样一个事实来实现的，也即，需要把根据所选档位进行换挡所产生的双离合器式手动变速器的发动机动力输出、从远离发动机的第一输入轴后端排出，所以将输出轴与第一输入轴的后端同心且相邻地设置，其中上述减速齿轮组设置在输出轴与副轴之间。

本发明的一个目的是提供一种双离合器式手动变速器，它允许换挡用的齿轮组设置在减速齿轮组的扭距传递流径上游，并防止所增加的扭距，其由减速齿轮组减速所产生，穿过换挡用的齿轮组，由此有助于减小动力传输的轴向尺寸并节约成本。

本发明的一方面是提供一种双离合器式手动变速器，其包括：第一和第二输入轴，它们适于经由各个离合器有选择地接收发动机的动力输出，该第二输入轴为中空的并可旋转地支承在第一输入轴上；第一档位组，其包括设置在第一输入轴的后端部与副轴之间的齿轮组，从而以它们的速比分别提供动力传输，该第一输入轴的后端部从远离发动机的第二输入轴后端伸出，该副轴平行于第一和第二输入轴；第二档位组，其包括设置在第二输入轴与副轴之间的齿轮组，从而以它们的速比分别提供动力传输；输出轴，其与第一输入轴的后端同心且相邻地设置，以便把根据所选档位进行减速所产生的动力输出排出；减速齿轮组，其位于输出轴与副轴之间，从而将该副轴与输出轴可驱

动地相连。

附图的简要说明

以下将参照附图描述本发明，其中：

图 1 是根据本发明的一个实施例的双离合器式手动变速器的示意图；

图 2 是根据本发明的一个实施例的双离合器式手动变速器的剖视图。

优选实施例的详细描述

下面将结合附图描述本发明的实施例。

本实施例的双离合器式手动变速器应用于前置发动机且后轮驱动的车辆（FR-车辆）。

如图 1 所示，双离合器式手动变速器由变速器壳体 1 和容纳在该变速器壳体 1 内的以下将描述的换档机构组成。

换档机构包括自动离合器 C1 和自动离合器 C2，该自动离合器 C1 较靠近具有曲轴 2 的发动机并具有“第一档”、“第三档”、“第五档”和“倒档”用的奇数档位组，该自动离合器 C2 较靠近发动机并具有“第二档”、“第四档”、和“第六档”用的偶数档位组。这两个离合器 C1、C2 在缓冲条件下经由扭转减震器 3 与发动机曲轴 2 相连。

变速器壳体 1 的前部内侧还设有一个油泵 4，该油泵总是由发动机通过扭转减震器 3 驱动。油泵 4 提供作为介质的液压油来控制包括离合器 C2，C2 啮合在内的档位的选择。

如图 1 和 2 所示，变速器壳体 1 中的换档机构由第一输入轴 5 和第二输入轴 6 组成，发动机动力输出通过扭转减震器 3 经由奇数档位组的离合器 C1 和偶数档位组的离合器 C2 有选择地传递给该第一输入轴 5 和第二输入轴 6。第二输入轴 6 为中空轴，第一输入轴 5 轴向贯穿该第二输入轴 6。限定在第一和第二输入轴 5，6 之间的为环状或管状空间，前后滚针轴承 7，8 以轴向相隔的关系位于所述空间内。这些轴承 7 和 8 以同心的关系可旋转地支承第二输入轴 6 内的第一输入轴 5。

第一和第二输入轴 5，6 的前端分别较靠近发动机地设置，它们从变速器壳体 1 的前壁 1a 向前延伸并分别与关联的离合器 C1、C2 相连。

第二输入轴 6 的前端的外围由变速器壳体 1 的前壁 1a 通过球轴承 9 可旋转地支承。前滚针轴承 7 安装在球轴承 9 附近的环形区域内，而后滚针轴承 8 安装在第二输入轴 6 后端的远离发动机的位置处。

第一输入轴 5 的后端部 5a 从第二输入轴 6 的后端向后伸出，并穿过变速器壳体 1 的中间壁 1b，球轴承 10 安装在该中间壁 1b 上以便旋转支承变速器壳体 1 的中间壁 1b 上的后端部 5a。

输出轴 11 同心地以邻接关系设置在第一输入轴 5 的后端部 5a，其通过球轴承 12 和锥形滚柱轴承 13 可旋转地支承在变速器壳体 1 的后壁 1c 上。输出轴 11 由输入轴 5 的后端部 5a 通过滚针轴承 14 可旋转地支承。

副轴 15 与第一和第二输入轴 5，6 以及输出轴 11 平行地设置，并通过滚柱轴承 16，17，18 可旋转地支承在变速器壳体 1 的前壁 1a、中间壁 1b 和后壁 1c 上。

副轴齿轮 19 整体地安装在副轴 15 的后端并可与其一起旋转，该副轴齿轮 19 设置在与输出齿轮 20 相同的垂至于输出轴 11 的平面上，以允许副轴 15 与输出轴 11 可驱动地连接。

这里，副轴齿轮 19 的节圆直径比输出齿轮 20 小，其中副轴齿轮 19 和输出齿轮 20 构成减速齿轮组。

“第一档”、“第三档”以及“倒档”档位组的齿轮组设置在第一输入轴 5 的后端部 5a 与副轴 15 之间。这些齿轮组包括“第一档”齿轮组 G1、“倒档”齿轮组 GR 和“第三档”齿轮组 G3，这些齿轮组按照从较靠近发动机的前侧朝着变速器壳体 1 后侧的顺序设置。

“第一档”齿轮组 G1 和“倒档”齿轮组 GR 设置在第二输入轴 6 的后端与变速器壳体 1 的中间壁 1b 之间。“第三档”齿轮组 G3 设置在与变速器壳体 1 的中间壁 1b 与后壁 1c 之间并且较靠近该中间壁 1c。

“第一档”齿轮组 G1 由“第一档”输入齿轮 21 和“第一档”输出齿轮 22 组成，该“第一档”输入齿轮 21 和第一输入轴 5 的后端部

5a 一体形成，该“第一档”输出齿轮 22 可在副轴 15 上自由旋转并与“第一档”输入齿轮 21 相啮合。

“倒档”齿轮组 GR 由“倒档”输入齿轮 23、“倒档”输出齿轮 24、“倒档中间齿轮”25 组成，其中“倒档”输入齿轮 23 与第一输入轴 5 的后端部 5a 一体形成，“倒档”输出齿轮 24 可在副轴 15 上自由旋转，“倒档中间齿轮”25 与“倒挡”输入齿轮 23 相啮合从而使该“倒档”输入齿轮 23 的旋转方向反转并使“倒档”输出齿轮 24 的旋转方向与其它输出齿轮的旋转方向相反。所述“倒档中间齿轮”可旋转地支承在轴 25a 上，该轴 25a 固定于变速器壳体 1 的中间壁 1b 上。

“第三档”齿轮组 G3 由“第三档”输入齿轮 26 和“第三档”输出齿轮 27 组成，该“第三档”输入齿轮 26 可在第一输入轴 5 的后端部 5a 自由旋转，该“第三档”输出齿轮 27 与副轴 15 可驱动地相连并与所述的“第三档”输入齿轮 26 相啮合。

“第一档-倒档”同步器（啮合机构）28 设置在“第一档”输出齿轮 22 与“倒档”输出齿轮 24 之间的副轴 15 上，并包括可轴向移动的同步器接合套 28a。同步器接合套 28a 通常假定一个空档位置，如图 1 所示。同步器接合套 28a 在图 1 中从空档位置可向左移动从而与离合器齿轮 28b 向啮合，由此允许“第一档”输出齿轮 22 与副轴 15 可驱动地相连，从而能够如下所述地选择“第一档”。同步器接合套 28a 也可从空档位置向右移动以与离合器齿轮 28c 相啮合，由此允许“倒档”输出齿轮 24 与副轴 15 可驱动地相连，从而能够如下所述地选择“倒档”。

“第三档-第五档”同步器 29 设置在“第三档”输入齿轮 26 与输出齿轮 20 之间的位于第一输入轴 5 的后端部 5a 的位置上，并包括可轴向移动的同步器接合套 29a。同步器接合套 29a 通常假定一个空档位置，如图 1 所示。同步器接合套 29a 在图 1 中从空档位置可向左移动以与离合器齿轮 29b 相啮合，由此允许“第三档”输入齿轮 26 与第一输入轴 5 可驱动地相连从而能够如下所述地选择“第三档”，并且还可从在图 1 中从空档位置向右移动以与离合器齿轮 29c 相啮合，由此

允许输出齿轮 20（输出轴 11）与第一输入轴 5 直接相连从而能够如下所述地选择“第五档”。

“第二档”、“第四档”、和“第六档”用的偶数档位组的齿轮组设置在副轴 15 与中空的第二输入轴 6 之间。这些齿轮组包括“第六档”齿轮组 G6，“第二档”齿轮组 G2 和“第四档”齿轮组 G4，这些齿轮组按照从较靠近发动机前侧至第二输入轴 6 后端的顺序设置。

“第六档”齿轮组 G6 在变速器壳体 1 的前壁 1a 附近安装于第二输入轴 6 的前端，“第四档”齿轮组 G4 安装在第二输入轴 6 的后端而“第二档”齿轮组 G2 安装在第二输入轴 6 的中心区域。

“第六档”齿轮组 G6 由“第六档”输入齿轮 30 和“第六档”输出齿轮 31 组成，该“第六档”输入齿轮 30 与第二输入轴 6 的外围一体形成，该“第六档”输出齿轮 31 可在副轴 15 上自由旋转并与“第六档”输入齿轮 30 相啮合。

“第二档”齿轮组 G2 由“第二档”输入齿轮 32 和“第二档”输出齿轮 33 组成，该“第二档”输入齿轮 32 和第二输入轴 6 的外围一体形成，该“第二档”输出齿轮 33 可在副轴 15 上自由旋转并与“第二档”输入齿轮 32 相啮合。

“第四档”齿轮组 G4 由“第四档”输入齿轮 34 和“第四档”输出齿轮 35 组成，该“第四档”输入齿轮 34 一体形成于第二输入轴 6 后端的外围上，该“第四档”输出齿轮 35 可在副轴 15 上自由旋转并与“第四档”输入齿轮 34 相啮合。

现在，说明为什么“第二档”、“第四档”和“第六档”用的偶数档位组的齿轮组 G2、G4、G6 以上述的方式设置在第二输入轴 6 与副轴 15 之间，也即，为什么“第六档”齿轮组 G6、“第二档”齿轮组 G2 和“第四档”齿轮组 G4 按照从较靠近发动机前侧至第二输入轴 6 后端的顺序设置的原因。

当装配“第二档”、“第四档”、“第六档”用的偶数档位组的齿轮组 G2、G4、G6 时，涉及以下一些需求：第一需求是，将滚针轴承 7，8 安装在第一和第二输入轴 5，6 之间，后滚针轴承 8 最好应该相对于

轴承跨距定位在第二输入轴 6 内大致靠近其后端的位置处；第二需求是，根据副轴 15 的强度以及装配关联部件的容易度，在“第二档”、“第四档”和“第六档”用的偶数档位组与“第一档”、“第三档”和“倒档”用的奇数档位组之间的副轴 15 的中部的边界区域优选具有最大的直径，并且该副轴优选具有逐渐朝该副轴 15 的前端减小的直径的形状。

为了满足这些需求，第一，在形成于第二输入轴 6 上的输入齿轮 30、32、34 当中，选择与输入齿轮 30、34 相关的“第六档”和“第四档”档位，该输入齿轮 32、34 可用来在第一输入轴 5 和第二输入轴 6 之间提供可容纳滚针轴承 8 的空间，在所选的这些档位中，最低速比的“第四档”齿轮组 G4 设置在离发动机最远的位置处。

然后，在其它的“第六档”和“第二档”档位中，最高速比的“第六档”齿轮组 G6 设置在离发动机最近的位置处。

最后，剩余的“第二档”档位的齿轮组 G2 设置在齿轮组 G4、G6 之间。

同时在本实施例中，由于偶数档位包括“第二档”、“第四档”和“第六档”这三个单元，而所述的剩余档位处于两侧齿轮组之间并且仅包括“第二档”这一个单元，所述的剩余档位在设置顺序上也没有问题，所以无需说明，在两侧齿轮组之间的所述剩余档位包括多个单元的情况下，所述的多个单元这样设置，即，考虑到副轴 15 需要从中部朝其前端变窄，当齿轮组属于高速档位时，这种齿轮组应该设置得更靠近发动机。

在本实施例中，有一种倾向，其中副轴 15 所支承的形成“第二档”齿轮组 G2 的齿轮 33 ，其直径大于副轴 15 所支承的形成“第四档”齿轮组 G4 的齿轮 35 的直径，同时副轴 15 的固定地紧固有齿轮 33 处的外径小于设有齿轮 35 处的外径。这种倾向易于通过采取在齿轮 33 和副轴 15 之间插入环形垫片 36（图 2）的措施来解决。这样，就不可能发生上述特定布置的齿轮组难以满足上述的关于副轴 15 从中部向前端变窄的需求的情况。

而且，设置在“第六档”输出齿轮 31 与“第二档”输出齿轮 33 之间的副轴 15 上的仅为“第六档”同步器 37，它包括同步器接合套 37a。

同步器接合套 37a 通常呈现一个空档位置，如图 1 所示。同步器接合套 37a 在图 1 中可从空档位置向左移动以与离合器齿轮 37b 相啮合，由此允许“第六档”输出齿轮 31 与副轴 15 可驱动地相连从而能够如下所述地选择“第六档”。

此外，同步器 38 设置在“第二档”输出齿轮 33 与“第四档”输出齿轮 35 之间的副轴 15 上，并包括同步器接合套 38a。该同步器接合套 38a 通常呈现一个空档位置，如图 1 所示。

在图 1 中，同步器接合套 38a 可从空档位置向左移动以与离合器齿轮 38b 相啮合，由此允许“第二档”输出齿轮 33 与副轴 15 可驱动地相连从而能够如下所述地选择“第二档”。

在图 1 中，同步器接合套 38a 可从空档位置向右移动以与离合器齿轮 38c 相啮合，由此允许“第四档”输出齿轮 35 与副轴 15 可驱动地相连从而能够如下所述地选择“第四档”。

现在，将描述上述的实施例的双离合器式手动变速器的操作。

在无需传递动力的空档（N）范围和停车（P）范围内，离合器 C1、C2 都保持啮合而所有同步器 28、29、37、38 的同步器接合套 28a、29a、37a、38a 都分别保持在各自的空档位置处，从而使双离合器式手动变速器不工作。

在需要前进档动力传递的“D”范围内，以及在需要倒档动力传递的“R”范围内，利用油泵 4 所输送的液压油按照下面将阐述的方式分别可控制地致动同步器 28、29、37、38 的同步器接合套 28a、29a、37a、38a，由此能够分别选择前进档档位和倒档档位。

如果希望“第一档”处于“D”范围内，保持在啮合状态的离合器 C1 分离并且同步器 28 的同步器接合套 28a 在图 1 中向左移动以促使齿轮 22 与副轴 15 可驱动地相连，于是离合器 C1 被啮合。

这允许将发电机动力输出从离合器 C1 沿着轴向经由第一输入轴

5、“第一档”齿轮组 G1、副轴 15 和输出齿轮组 19，20 传输给输出轴 11，由此能够以“第一档”获得动力传输。

而且，如果“第一档”被选为运转的起始，当然，在啮合之后运转，那么就执行离合器 C1 的运动控制以满足这种起始模式。

在从“第一档”加档至“第二档”的过程中，保持在啮合状态的离合器 C2 被分离，同步器 38 的同步器接合套 38a 在图 1 中向左移动以促使齿轮 38 与副轴 15 可驱动地相连，其后，离合器 C1 被分离同时啮合离合器 C2，由此实现从“第一档”加档至“第二档”。

一完成这种加档操作，同步器 38 的同步器接合套 38a 就恢复至其空档位置，并促使齿轮 22 与副轴 15 脱离，于是离合器 C1 被啮合。

这允许将发电机动力输出从离合器 C2 沿着轴向经由第二输入轴 6、“第二档”齿轮组 G2、副轴 15 和输出齿轮组 19，20 传输给输出轴 11，由此能够以“第二档”获得动力传输。

从“第二档”加档至“第三档”的过程中，保持在啮合状态的离合器 C1 被分离，同步器 29 的同步器接合套 29a 在图 1 中向左移动以促使齿轮 26 与第一输入轴 5 可驱动地相连，其后，离合器 C2 被分离同时啮合离合器 C1，由此实现从“第二档”加档至“第三档”。

一完成这种加档操作，同步器 38 的同步器接合套 38a 就恢复至其空档位置，并促使齿轮 33 与副轴 15 脱离，于是离合器 C2 被啮合。

这允许将发电机动力输出从离合器 C1 沿着轴向经由第一输入轴 5、“第三档”齿轮组 G3、副轴 15 和输出齿轮组 19，20 传输给输出轴 11，由此能够以“第三档”获得动力传输。

在从“第三档”加档至“第四档”的过程中，保持在啮合状态的离合器 C2 被分离，同步器 38 的同步器接合套 38a 在图 1 中向右移动以促使齿轮 38 与副轴 15 可驱动地相连，其后，离合器 C1 被分离同时啮合离合器 C2，由此实现从“第三档”加档至“第四档”。

一完成这种加档操作，同步器 29 的同步器接合套 29a 就恢复至其空档位置，并促使齿轮 26 与第一输入轴 5 脱离，于是离合器 C1 被啮合。

这允许将发电机动力输出从离合器 C1 沿着轴向经由第二输入轴 6、“第四档”齿轮组 G4、副轴 15 和输出齿轮组 19，20 传输给输出轴 11，由此能够以“第四档”获得动力传输。

在从“第四档”加档至“第五档”的过程中，保持在啮合状态的离合器 C1 被分离，同步器 29 的同步器接合套 29a 在图 1 中向右移动以促使第一输入轴 5 与输出轴 11 可驱动地相连，其后，离合器 C2 被分离同时啮合离合器 C1，由此实现从“第四档”加档至“第五档”。

一完成这种加档操作，同步器 38 的同步器接合套 38a 就恢复至其空档位置，并促使齿轮 35 与副轴 15 脱离，于是离合器 C2 被啮合。

这允许将发电机动力输出从离合器 C1 沿着轴向经由第一输入轴 5 和同步器接合套 29a 传输给输出轴 11，由此能够以减速比为 1：1 的“第五档”获得动力传输。

在从“第五档”加档至“第六档”的过程中，保持在啮合状态的离合器 C2 被分离，同步器 37 的同步器接合套 37a 在图 1 中向左移动以促使齿轮 31 与副轴 15 可驱动地相连，其后，离合器 C1 被分离同时啮合离合器 C2，由此实现从“第五档”加档至“第六档”。

一完成这种加档操作，同步器 29 的同步器接合套 29a 就恢复至其空档位置，从而将输出轴 11 与第一输入轴 5 之间的直接连接释放，于是离合器 C1 被啮合。

这允许将发电机动力输出从离合器 C2 沿着轴向经由第二输入轴 6、“第六档”齿轮组 G6、副轴 15 和输出齿轮组 19，20 传输给输出轴 11，由此能够以“第六档”获得动力传输。

此外，当从“第六档” 按序减档至“第一档”时，减档操作按照与实施加档操作时相反的方式执行，从而获得给定的减档。

在需要倒档传递动力的“R”范围内，已经保持在“N”范围的啮合状态的离合器 C1 被分离，同步器 28 的同步器接合套 28a 在图 1 中向右移动以促使齿轮 24 与副轴 15 可驱动地相连，于是离合器 C1 被啮合。

这允许发动机动力传输从离合器 C1 沿着轴向经由第一输入轴 5、

“倒档”齿轮 GR、副轴 15 和输出齿轮组 19，20 传输给输出轴 11，这时，“倒档”齿轮组 GR 反向旋转从而能够在“倒档”档位内进行动力传输。

而且，在以“倒档”档位启动的过程中，当然，在啮合之后进行启动，在倒档中离合器 C1 的运动被控制为满足预期的启动。

具有上文所述构造的实施例的双离合器式手动变速器，采用这样一种构造，其中根据所选档位进行换档而产生的发动机动力输出从输出轴 11 排出，该输出轴 11 与第一输入轴 5 的后端同心且相邻地设置，从而允许输出轴 11 和副轴 15 经由减速齿轮组 19，20 可驱动地彼此相连。

这样，利用设置在第一输入轴 5 的后端部 5a 与副轴 15 之间的档位组的齿轮组 G1、GR、G3 换档所产生的发动机动力输出，或者利用设置在第二输入轴 6 与副轴 15 之间的档位组的齿轮组 G2、G4、G6 换档所产生的发动机动力输出，可经由副轴 15 和减速齿轮组 19，20 从输出轴 11 排出。

相应地，各种换档用的齿轮组 G1、GR、G3、G2、G4、G6 设置得比减速齿轮组 19，20 更接近转矩传递流径的上游侧，并且不会出现具有增加的转矩的发动机动力输出穿过齿轮组 G1、GR、G3、G2、G4、G6，该增加的转矩由于减速齿轮 19，20 减速所产生。

所以，所有齿轮组 G1、GR、G3、G2、G4、G6 不必各自具有承受上述所增加的转矩的齿宽，仅仅是减速齿轮组 19，20 具有承受上述这种增大的扭距的规格就足够了，由此造成了上述的动力传输的轴向尺寸增加的问题以及与成本增加有关的问题。

此外，采用本实施例的双离合器式手动变速器，设置在第一输入轴 5 的后端部 5a 与副轴 15 之间的档位组包括“第一档”、“倒档”和“第三档”用的奇数档位组，设置在第二输入轴 6 与副轴 15 之间的档位组包括“第二档”、“第四档”和“第六档”用的偶数档位组，由此获得下面将描述的有益效果。

在构成各自档位的齿轮组 G1、GR、G3、G2、G4、G6 的齿轮当

中，当档位的速度降低时，设置在输入轴 5、6 上的输入齿轮 21，23、26、32、34、30 的节圆直径逐渐减小，在这些输入齿轮 21，23、26、32、34、30 中，“第一档”输入齿轮 21 的节圆直径最小。

假定设置在第二输入轴 6 与副轴 15 之间的档位包括奇数档位。这就需要将节圆直径最小的“第一档”输入齿轮 21 安装第二输入轴 6 的外围上，该第二输入轴 6 由于中空构造而直径较大，从而导致难以装配“第一档”输入齿轮 21。

相反，如果为了能装配“第一档”输入齿轮 21 而将第二输入轴 6 的外径选为较小，不仅会出现“第一档”输入齿轮 21 的强度降低的问题，而且第一输入轴 5 需要以较小直径形成，该第一输入轴 5 为伸长了的并从第二输入轴 6 插入，由此导致该第一输入轴 5 的强度降低。

然而，像在本实施例中，如果在第一输入轴 5 和副轴 15 之间安装的档位组包括“第一档”、“倒档”和“第三档”用的一组奇数档位，以及在第二输入轴 6 与副轴 15 之间安装的档位组包括“第二档”、“第四档”和“第六档”用的一组偶数档位，那么就可以将齿轮组 32，34，30（与该齿轮组 34、30 相关的档位大于“第二档”的档位）装配于第二输入轴 6 上。在这些齿轮组中，即使节圆直径最小的“第二档”输入齿轮 32 在不减小第二输入轴 6 直径的情况下可安装在第二输入轴 6 上，由此也会出现第二输入轴 6 和第一输入轴 5 强度降低的相关问题。

而且，采用所述的双离合器式手动变速器，能够将第一输入轴 5 和输出轴 11 直接联接的啮合机构 29，位于第一输入轴 5 的后端和输出轴 11 之间的邻接部上，可从该直接联接可选的档位被布置成包括“第五档”(奇数档位)。

这样能够根据交叉比来确定“第一档”至“第五档”，从而能够增加双离合器式手动变速器的产值（product value），同时能够减少输入轴 5，6 与副轴 15 之间的距离，由此可实现双离合器式手动变速器直径的最小化。

此外，由于共啮合机构 29，既用作一种啮合机构来适当地且可驱动地耦合位于第一输入轴 5 最后端的“第三档”用的奇数档位的齿轮

G3，又用作一种啮合机构来提供上述的直接联接，所以使用这种两用机构可实现双离合器式手动变速器的轴向长度减小。

而且，所述的双离合器式手动变速器具有这样一种布局，即，副轴 15 支承所有啮合机构 37、38，该啮合机构适于啮合第二输入轴 6 与副轴 15 之间所安装的偶数档位组的齿轮组 G2、G4、G6。

这就造成没有必要在第二输入轴 6 上安装同步器 37，并且这具有能够避免第二输入轴 6 刚度降低的显著优点，其中该第二输入轴 6 具有因为径向空间受到限制而令壁厚减小的倾向。

上文所述实施例的双离合器式手动变速器还具有下面将描述的其它优点。

在本实施例中，设置在第二输入轴 6 和副轴 15 之间的“第二档”、“第四档”和“第六档”用的偶数档位组的齿轮组 G2、G4、G6，以下面将描述的方式进行装配。

也即，在安装于第二输入轴 6 上的齿轮 30，32，34 之中，最低速“第四档”的齿轮组 G4，形成与齿轮组 30，34 关联的“第四档”和“第六档”档位的其中一档，并安装在第二输入轴 6 上离发动机最远的位置处，所述齿轮组 30，34 的直径可用来在第一输入轴 5 和第二输入轴 6 之间提供滚针轴承 8 用的支承容纳空间。

这能够使第二输入轴 6 的后端与第一输入轴 5 之间的接收滚针轴承 8 的容纳空间增加，而无需在第一输入轴 5 中形成接收滚针轴承 8 的环形槽。因此，在第二输入轴 6 的后端与第一输入轴 5 之间可以容纳滚针轴承 8，而不会导致第一输入轴 5 的强度降低。

相应地，本实施例能够使输入轴 5，6 间所设置的滚针轴承 7，8 之间的轴承跨距增加，从而促使输入轴 5，6 之间的支承强度增加。

另外，采用本实施例，“第二档”、“第四档”和“第六档”用的偶数档位组的齿轮组 G2、G4、G6 设置在第二输入轴 6 与副轴 15 之间，除了上述的“第四档”档位以外，在“第二档”、“第六档”的档位之中，最高速（“第六档”）档位的齿轮组 G6 装配在最接近发动机的位置处。

这使得安装在副轴 15 上的构成部分齿轮组 G6 的齿轮 31，因为速度比最高而直径较小，由此可减少较靠近发动机区域中的副轴 15 前端的直径。

另一个优点在于，副轴 15 的轮廓形成为使直径从中部向前端逐渐递减，从而既可满足装配所需的要素又可满足强度所需的其它要素。

此外，如果第二输入轴 6 与副轴 15 之间的档位组多于图 1 和 2 所示的三组，在离发动机最远的一个齿轮组与离发动机最近的另一齿轮组之间具有多个档位，就将这些档位的齿轮组设置成使较高速的齿轮组离发动机较近。这样能够满足上述的副轴 15 从中部至前端变窄的需求。

而且，在第二输入轴 6 与副轴 15 之间的档位组含有偶数档位组的情况下，如图 1 和 2 所示，经确定，“第四档”满足上述的与适于实际使用的速度比有关的需求，而不考虑相应的偶数档位组的数目，并且将“第四档”齿轮组 G4 设在离发动机最远的位置是可行的。

此外，采用本实施例，在第二输入轴 6 与副轴 15 之间所设的“第二档”、“第四档”和“第六档”档位的齿轮组 G2、G4、G6 当中，离发动机最近的齿轮组 G6 和齿轮组 G6 附近的齿轮组 G2 能够提供啮合机构 37 以适当地啮合离发动机最近的齿轮组 G6。

所以，在啮合机构 37 与齿轮组 G2（齿轮 33）之间没有同步啮合用的构件，包括像离合器齿轮 37b 之类的离合器齿轮，达到那样的程度，齿轮组 G2（齿轮 33）可被布置成离变速器壳体 1 的前壁 1a 上所安装的支承部（滚柱轴承）16 较近，以便可旋转地支承副轴 15。这就使齿轮组 G2（齿轮 33）用的副轴 15 的支承强度增加，从而充分地承受相应增加的扭距，因为具有最大的速比，所增加的扭距通过该副轴 15 传输。

而且，如图 1 和 2 所示，由于“第二档”、“第四档”和“第六档”用的档位组的齿轮组 G2、G4、G6 以前面所述的方式设置在第二输入轴 6 与副轴 15 之间，而用于适当地且可驱动地耦合这些齿轮组 G2、G4、G6 的啮合机构 38、37 安装在副轴 15 上，“第二档”和“第四档”

共用的啮合机构 38 定位在“第二档”齿轮组 G2 与“第四档”齿轮组 G4 之间，而特别用于“第六档”的啮合机构 37 定位在“第二档”齿轮组 G2 与“第六档”齿轮组 G6 之间，从而这种构造可具有上述的所有不同有益效果，并且这种布局用作 FR-车辆的前六速档双离合器式手动变速器是非常可取的。

这里所描述的优选实施例为示例性的并且不受限制，本发明可以在不违背本发明的宗旨或基本特征的情况下以其它方式来实施或体现。由权利要求所表示的本发明的范围、以及落在该权利要求的涵义范围内的所有变化都包含在此。

本发明的公开内容涉及 2004 年 3 月 22 日提出的日本专利申请 NO.2004-082295 中所包含的主题，该申请的全部内容在此显然可引入作为参考。

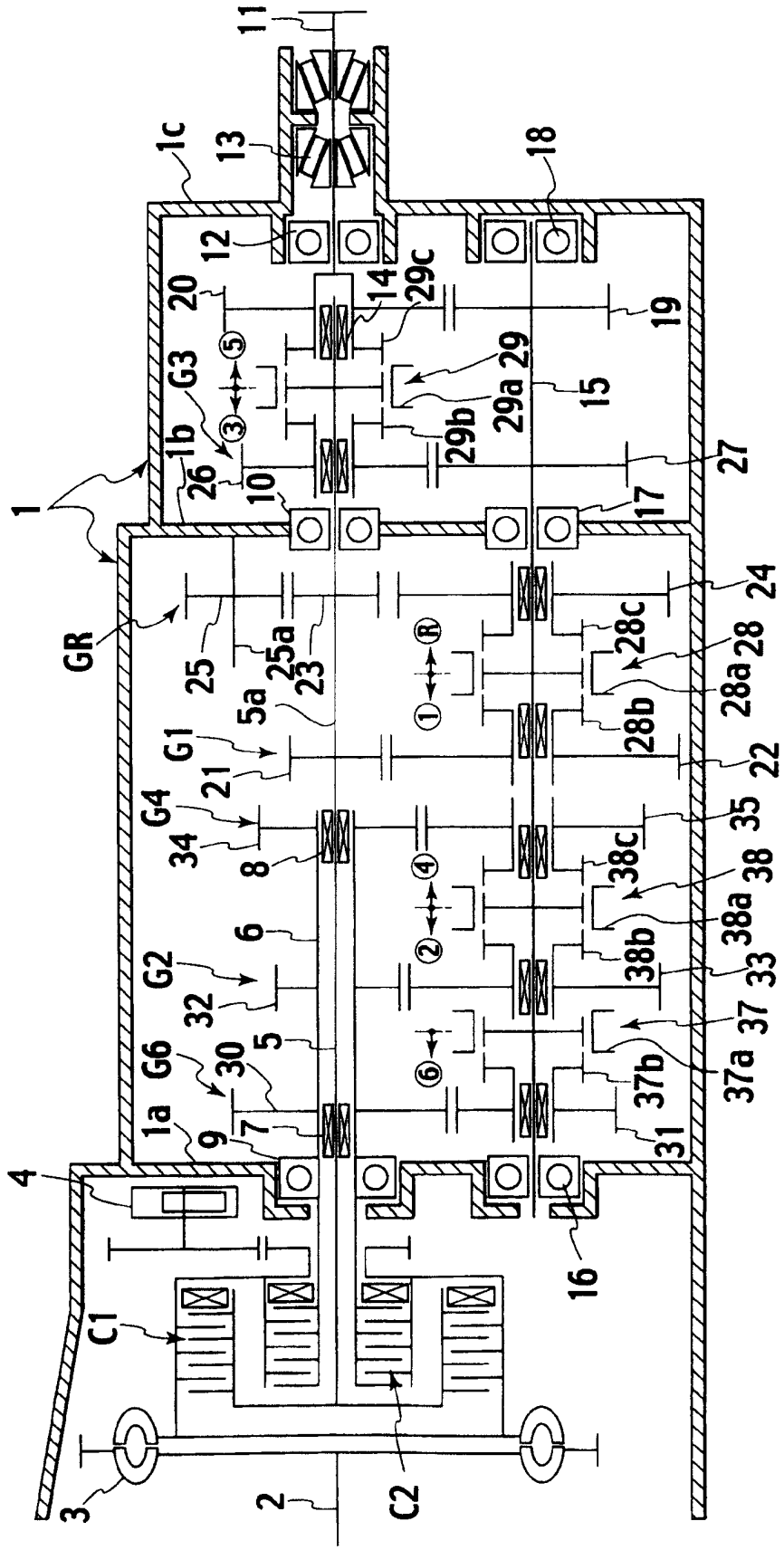

11
1c
13
18
12
20
14
29c
19
G3
5
29
3
1b
29a
15
29b
26
10
27
1
17
GR
24
25
25a
23
28c
28
R
1
28a
5a
28b
G1
21
22
G4
34
8
4
35
38c
38
6
38a
G2
2
38b
32
33
5
37
G6
30
37a
1a
9
7
37b
31
4
16
C1
C2
3
2

图 1

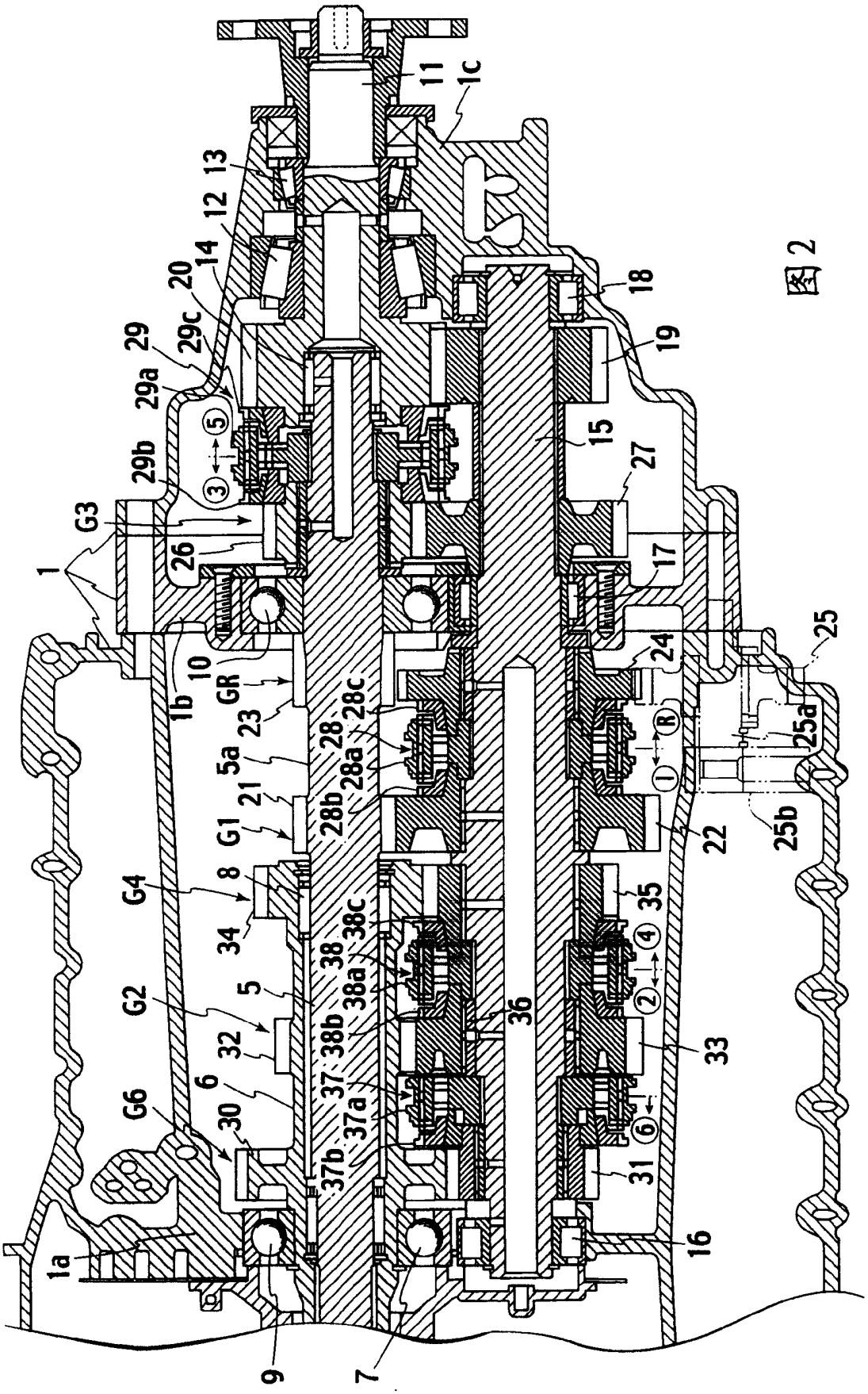

1
1a
1b
1c
5a
6
7
8
9
10
11
12
13
14
15
16
17
18
19
20
21
22
23
24
25
25a
25b
26
27
28
28a
28b
28c
29
29a
29b
29c
30
31
32
33
34
35
36
37
37a
37b
38
38a
38b
38c
G1
G2
G3
G4
G6
GR
R
①
②
③
④
⑤
⑥

图 2