



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 117052843 B

(45) 授权公告日 2024. 10. 18

(21) 申请号 202311102495.4

(22) 申请日 2023.08.30

(65) 同一申请的已公布的文献号

申请公布号 CN 117052843 A

(43) 申请公布日 2023.11.14

(73) 专利权人 威马农机股份有限公司

地址 400013 重庆市江津区珞璜工业园B区

(72) 发明人 牟守江 刘延福 詹英士 陈红剑
陈俊

(74) 专利代理机构 北京集佳知识产权代理有限公司 11227

专利代理师 孔祥贵

(51) Int. Cl.

F16H 3/087 (2006.01)

F16H 57/021 (2012.01)

F16H 57/023 (2012.01)

F16H 59/02 (2006.01)

F16H 63/32 (2006.01)

F16H 57/02 (2012.01)

A01B 33/08 (2006.01)

(56) 对比文件

CN 211574195 U, 2020.09.25

GB 2031531 A, 1980.04.23

审查员 王磊

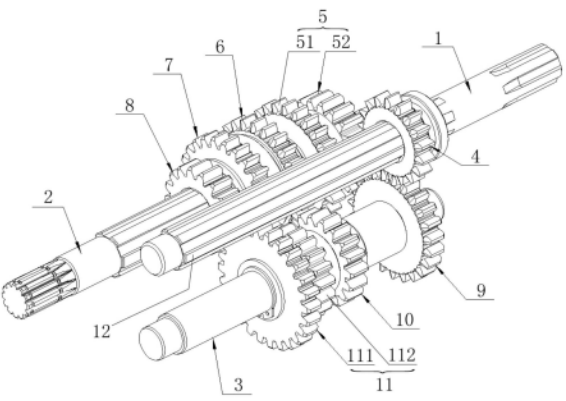
权利要求书2页 说明书7页 附图10页

(54) 发明名称

一种四级齿轮变速器、齿轮变速箱及农用车
辆

(57) 摘要

本发明公开一种四级齿轮变速器、齿轮变速箱及农用车辆,包括输入轴、输出轴、过渡轴、滑移齿轮、第一双联齿轮、第二齿轮、第三齿轮、第四齿轮、第五齿轮、第六齿轮、第七双联齿轮;滑移齿轮可滑动地连接在输入轴上,并择一地与第一双联齿轮的一端、第二齿轮、第三齿轮或第五齿轮啮合;第一双联齿轮及第三齿轮均空套在输出轴上,第二齿轮及第四齿轮均连接在输出轴上;第五齿轮及第六齿轮均连接在过渡轴上,第七双联齿轮空套在过渡轴上;第一双联齿轮的另一端与第五齿轮啮合;第二齿轮与第六齿轮啮合;第三齿轮与第七双联齿轮的一端啮合;第四齿轮与第七双联齿轮的另一端啮合。本发明能够尽量缩减变速器的轴向尺寸,简化结构,降低成本。



1. 一种四级齿轮变速器, 其特征在于, 包括输入轴(1)、输出轴(2)、过渡轴(3)、滑移齿轮(4)、第一双联齿轮(5)、第二齿轮(6)、第三齿轮(7)、第四齿轮(8)、第五齿轮(9)、第六齿轮(10)、第七双联齿轮(11);

所述滑移齿轮(4)可滑动地连接在所述输入轴(1)上, 并择一地与所述第一双联齿轮(5)的一端、所述第二齿轮(6)、所述第三齿轮(7)或所述第五齿轮(9)啮合;

所述第一双联齿轮(5)及所述第三齿轮(7)均空套在所述输出轴(2)上, 所述第二齿轮(6)及所述第四齿轮(8)均连接在所述输出轴(2)上;

所述第五齿轮(9)及所述第六齿轮(10)均连接在所述过渡轴(3)上, 所述第七双联齿轮(11)空套在所述过渡轴(3)上;

所述第一双联齿轮(5)的另一端与所述第五齿轮(9)啮合;

所述第二齿轮(6)与所述第六齿轮(10)啮合;

所述第三齿轮(7)与所述第七双联齿轮(11)的一端啮合;

所述第四齿轮(8)与所述第七双联齿轮(11)的另一端啮合;

所述第三齿轮(7)与所述第四齿轮(8)的相邻端面互相贴合;

所述第三齿轮(7)与所述第二齿轮(6)的相邻端面间隔最小换档间隙;

所述第二齿轮(6)与所述第一双联齿轮(5)的相邻端面间隔所述最小换档间隙;

其中, 所述最小换档间隙为单个标准齿轮厚度与最小防撞间隙之和, 所述输出轴(2)可通过滑移齿轮(4)与第五齿轮(9)的分离和粘合, 实现正向和倒挡的动力输出功能。

2. 根据权利要求1所述的四级齿轮变速器, 其特征在于, 所述第一双联齿轮(5)包括第一大齿轮(51)及第一小齿轮(52), 所述第一大齿轮(51)用于与所述滑移齿轮(4)啮合, 所述第一小齿轮(52)与所述第五齿轮(9)啮合, 且所述第一大齿轮(51)与所述第一小齿轮(52)的相邻端面间隔所述最小换档间隙。

3. 根据权利要求1所述的四级齿轮变速器, 其特征在于, 所述第七双联齿轮(11)包括第七大齿轮(111)及第七小齿轮(112), 所述第七大齿轮(111)与所述第四齿轮(8)啮合, 所述第七小齿轮(112)与所述第三齿轮(7)啮合。

4. 根据权利要求2所述的四级齿轮变速器, 其特征在于, 所述滑移齿轮(4)与所述第一大齿轮(51)之间的速比、所述第一小齿轮(52)与所述第五齿轮(9)之间的速比、所述第六齿轮(10)与所述第二齿轮(6)之间的速比, 三者的乘积为一档速比, 且所述一档速比大于1。

5. 根据权利要求4所述的四级齿轮变速器, 其特征在于, 所述滑移齿轮(4)与所述第二齿轮(6)之间的速比为二挡速比, 且所述二挡速比大于1并小于所述一档速比。

6. 根据权利要求3所述的四级齿轮变速器, 其特征在于, 所述滑移齿轮(4)与所述第三齿轮(7)之间的速比、所述第三齿轮(7)与所述第七小齿轮(112)之间的速比、所述第七大齿轮(111)与所述第四齿轮(8)之间的速比, 三者的乘积为三挡速比, 且所述三挡速比小于1或大于1。

7. 根据权利要求1所述的四级齿轮变速器, 其特征在于, 所述滑移齿轮(4)与所述第五齿轮(9)之间的速比、所述第六齿轮(10)与所述第二齿轮(6)之间的速比, 两者的乘积为倒挡速比, 且所述倒挡速比大于1。

8. 根据权利要求1所述的四级齿轮变速器, 其特征在于, 所述输入轴(1)上设置有柱形花键(12), 所述滑移齿轮(4)的内圆面与所述柱形花键(12)啮合。

9.一种齿轮变速箱,包括变速箱体(13)和设置于所述变速箱体(13)内的四级齿轮变速器,其特征在于,所述四级齿轮变速器具体为权利要求1-8任一项所述的四级齿轮变速器。

10.一种农用车辆,包括车体和设置于车体上的齿轮变速箱,其特征在于,所述齿轮变速箱具体为权利要求9所述的齿轮变速箱。

一种四级齿轮变速器、齿轮变速箱及农用车辆

技术领域

[0001] 本发明涉及变速器技术领域,特别涉及一种四级齿轮变速器。本发明还涉及一种齿轮变速箱和一种农用车辆。

背景技术

[0002] 随着农机工程技术的发展,各式各样的农用车辆已得到广泛使用。

[0003] 与乘用车辆不同,传统的农用车辆一般采用4个挡位,即一档、二挡、三挡和倒挡。为实现农用车辆的挡位变化,在农用车辆的底盘上均配置有齿轮变速箱,以通过不同齿轮的啮合改变输入轴至输出轴之间的传动比,从而实现输出挡位变化。

[0004] 目前,大部分农用车辆,如履带旋耕机、收割机、搬运机等,配置的齿轮变速箱均借鉴现有技术中的常规四级齿轮变速器结构,如图1、2所示,图1为现有技术中的宽式四级齿轮变速器结构,图2为现有技术中的窄式四级齿轮变速器结构。其中,宽式四级齿轮变速器结构的整体轴向尺寸(L)较大,且至少大于 $16B$ (B 为单个标准齿轮厚度),导致齿轮变速箱的尺寸较大,空间占用大;窄式四级齿轮变速器结构的整体轴向尺寸得到一定缩减,但也至少大于 $12B$,齿轮变速箱的尺寸仍然较大。

[0005] 作为改进,现有技术中有部分齿轮变速箱采用分组式四级齿轮变速器结构,如图3所示,此种变速器实现了轴向尺寸的进一步缩减,能够达到至少大于 $8B$,比如 $8B+2\Delta$ (Δ 为滑移齿轮与当前齿轮脱开啮合时不与相邻齿轮的端面产生互相碰撞的最小防撞间隙,通常为 $1\sim 4\text{mm}$),但是,此种结构的变速器中必须同时配置两个滑移齿轮(宽式和窄式变速器只需配置一个),导致成本较高,且两个滑移齿轮还必须额外通过操纵机构实现同步互锁,导致结构比较复杂。

[0006] 因此,如何在尽量缩减变速器的轴向尺寸的基础上,简化结构复杂度,降低配置成本,是本领域技术人员面临的技术问题。

发明内容

[0007] 本发明的目的是提供一种四级齿轮变速器,能够在尽量缩减变速器的轴向尺寸的基础上,简化结构复杂度,降低配置成本。本发明的另一目的是提供一种齿轮变速箱和一种农用车辆。

[0008] 为解决上述技术问题,本发明提供一种四级齿轮变速器,包括输入轴、输出轴、过渡轴、滑移齿轮、第一双联齿轮、第二齿轮、第三齿轮、第四齿轮、第五齿轮、第六齿轮、第七双联齿轮;

[0009] 所述滑移齿轮可滑动地连接在所述输入轴上,并择一地与所述第一双联齿轮的一端、所述第二齿轮、所述第三齿轮或所述第五齿轮啮合;

[0010] 所述第一双联齿轮及所述第三齿轮均空套在所述输出轴上,所述第二齿轮及所述第四齿轮均连接在所述输出轴上;

[0011] 所述第五齿轮及所述第六齿轮均连接在所述过渡轴上,所述第七双联齿轮空套在

所述过渡轴上；

[0012] 所述第一双联齿轮的另一端与所述第五齿轮啮合；

[0013] 所述第二齿轮与所述第六齿轮啮合；

[0014] 所述第三齿轮与所述第七双联齿轮的一端啮合；

[0015] 所述第四齿轮与所述第七双联齿轮的另一端啮合；

[0016] 所述第三齿轮与所述第四齿轮的相邻端面互相贴合；

[0017] 所述第三齿轮与所述第二齿轮的相邻端面间隔最小换挡间隙；

[0018] 所述第二齿轮与所述第一双联齿轮的相邻端面间隔所述最小换挡间隙；

[0019] 其中,所述最小换挡间隙为单个标准齿轮厚度与最小防撞间隙之和。

[0020] 优选地,所述第一双联齿轮包括第一大齿轮及第一小齿轮,所述第一大齿轮用于与所述滑移齿轮啮合,所述第一小齿轮与所述第五齿轮啮合,且所述第一大齿轮与所述第一小齿轮的相邻端面间隔所述最小换挡间隙。

[0021] 优选地,所述第七双联齿轮包括第七大齿轮及第七小齿轮,所述第七大齿轮与所述第四齿轮啮合,所述第七小齿轮与所述第三齿轮啮合。

[0022] 优选地,所述滑移齿轮与所述第一大齿轮之间的速比、所述第一小齿轮与所述第五齿轮之间的速比、所述第六齿轮与所述第二齿轮之间的速比,三者的乘积为一挡速比,且所述一挡速比大于1。

[0023] 优选地,所述滑移齿轮与所述第二齿轮之间的速比为二挡速比,且所述二挡速比大于1并小于所述一挡速比。

[0024] 优选地,所述滑移齿轮与所述第三齿轮之间的速比、所述第三齿轮与所述第七小齿轮之间的速比、所述第七大齿轮与所述第四齿轮之间的速比,三者的乘积为三挡速比,且所述三挡速比小于1或大于1。

[0025] 优选地,所述滑移齿轮与所述第五齿轮之间的速比、所述第六齿轮与所述第二齿轮之间的速比,两者的乘积为倒挡速比,且所述倒挡速比大于1。

[0026] 优选地,所述输入轴上设置有柱形花键,所述滑移齿轮的内圆面与所述柱形花键啮合。

[0027] 本发明还提供一种齿轮变速箱,包括变速箱体和设置于所述变速箱体内的四级齿轮变速器,其中,所述四级齿轮变速器具体为上述任一项所述的四级齿轮变速器。

[0028] 本发明还提供一种农用车辆,包括车体和设置于车体上的齿轮变速箱,其中,所述齿轮变速箱具体为上一项所述的齿轮变速箱。

[0029] 本发明所提供的四级齿轮变速器,主要包括输入轴、输出轴、过渡轴、滑移齿轮、第一双联齿轮、第二齿轮、第三齿轮、第四齿轮、第五齿轮、第六齿轮和第七双联齿轮。其中,输入轴主要用于实现动力输入,将上级动力传递至变速器中。输出轴主要用于实现动力输出,将经过变速器调整后的动力输出至下级部件中。过渡轴主要用于分流安装部分齿轮,实现动力在各级齿轮之间的中间传递。滑移齿轮设置在输入轴上,并与输入轴形成滑动连接,能够在输入轴上进行轴向滑动,以调整轴向安装位置,在特定位置处实现动力传递,且当滑移齿轮滑动到位时,能够与第一双联齿轮的一端(其中一个齿轮)、第二齿轮、第三齿轮或第五齿轮这四者中的其中一者形成啮合,分别形成四级传动比的动力传递,实现变速器的四个挡位变化。第一双联齿轮及第三齿轮均空套在输出轴上,即形成转动连接,能够相对输出轴

进行旋转,并不直接将动力传递至输出轴上。第二齿轮及第四齿轮均连接在输出轴上,能够将动力传递至输出轴上,驱动输出轴进行旋转。第五齿轮及第六齿轮均连接在过渡轴上,能够将动力传递至过渡轴上,驱动过渡轴进行旋转。第七双联齿轮空套在过渡轴上,即形成转动连接,能够相对过渡轴进行旋转,并不直接将动力传递至过渡轴上。同时,第一双联齿轮的另一端(另一个齿轮)与第五齿轮啮合,第二齿轮与第六齿轮啮合,第三齿轮与第七双联齿轮的一端啮合,第四齿轮与第七双联齿轮的另一端啮合。同时,第三齿轮与第四齿轮的相邻端面互相贴合,但互不影响旋转运动自由度,使得两者相邻端面间的轴向间距能够理论上缩小至零;第三齿轮与第二齿轮的相邻端面间隔最小换挡间隙,该最小换挡间隙为单个标准齿轮厚度与最小防撞间隙之和,使得滑移齿轮在与两者之一的啮合状态之间移动切换时,避免滑移齿轮同时与两者形成啮合,同时将第三齿轮与第二齿轮的相邻端面间的轴向间距缩小至理论最小值;同理,第二齿轮与第一双联齿轮的相邻端面也间隔最小换挡间隙,使得滑移齿轮在与两者之一的啮合状态之间移动切换时,避免滑移齿轮同时与两者形成啮合,同时将第二齿轮与第一双联齿轮的相邻端面间的轴向间距缩小至理论最小值。

[0030] 如此,当滑移齿轮与第一双联齿轮的一端啮合时,动力依次经过第一双联齿轮的另一端、第五齿轮、第六齿轮、第二齿轮传递至输出轴上,实现一档传动;当滑移齿轮与第二齿轮啮合时,动力直接通过第二齿轮传递至输出轴上,实现二挡传动;当滑移齿轮与第三齿轮啮合时,动力依次经过第七双联齿轮的一端、第七双联齿轮的另一端、第四齿轮传递至输出轴上,实现三挡传动;当滑移齿轮与第五齿轮啮合时,动力依次经过第六齿轮、第二齿轮传递至输出轴上,实现倒挡传动。

[0031] 相比于现有技术,本发明提供的四级齿轮变速器,利用过渡轴对部分齿轮进行分流安装和对动力在各级齿轮之间的中间传递作用,避免将所有齿轮均集中在输入轴和输出轴上,能够有效减轻两者的轴向安装负担,尽量缩减输入轴和输出轴的轴向长度,使得输入轴上可以仅采用单个滑移齿轮即可实现四挡传动,并且通过优化变速器内部结构和组件的排列方式,使得过渡轴更多地利用了齿轮箱内的垂向空间,有效减小轴系长度,同时相邻齿轮的轴向间距均缩减至理论最小值(零或最小换挡间隙),使得整体轴向尺寸与现有技术中的分组式四级齿轮变速器的最小轴向尺寸相当,因此能够在尽量缩减变速器的轴向尺寸的基础上,简化结构复杂度,降低配置成本。

附图说明

[0032] 为了更清楚地说明本发明实施例或现有技术中的技术方案,下面将对实施例或现有技术描述中所需要使用的附图作简单地介绍,显而易见地,下面描述中的附图仅仅是本发明的实施例,对于本领域普通技术人员来讲,在不付出创造性劳动的前提下,还可以根据提供的附图获得其他的附图。

[0033] 图1为现有技术中的宽式四级齿轮变速器结构。

[0034] 图2为现有技术中的窄式四级齿轮变速器结构。

[0035] 图3为现有技术中的分组式四级齿轮变速器结构。

[0036] 图4为本发明所提供的一种具体实施方式的整体结构示意图。

[0037] 图5为图4的另一视角示意图。

[0038] 图6为图4的剖视图。

[0039] 图7为一挡传动链示意图。

[0040] 图8为二挡传动链示意图。

[0041] 图9为三挡传动链示意图。

[0042] 图10为倒挡传动链示意图。

[0043] 图11为变速箱体的具体结构示意图。

[0044] 图12为变速箱体的内部局部结构示意图。

[0045] 其中,图4—图12中:

[0046] 输入轴—1,输出轴—2,过渡轴—3,滑移齿轮—4,第一双联齿轮—5,第二齿轮—6,第三齿轮—7,第四齿轮—8,第五齿轮—9,第六齿轮—10,第七双联齿轮—11,柱形花键—12,变速箱体—13;

[0047] 第一大齿轮—51,第一小齿轮—52;

[0048] 第七大齿轮—111,第七小齿轮—112。

具体实施方式

[0049] 下面将结合本发明实施例中的附图,对本发明实施例中的技术方案进行清楚、完整地描述,显然,所描述的实施例仅仅是本发明一部分实施例,而不是全部的实施例。基于本发明中的实施例,本领域普通技术人员在没有做出创造性劳动前提下所获得的所有其他实施例,都属于本发明保护的范围。

[0050] 请参考图4、图5、图6,图4为本发明所提供的一种具体实施方式的整体结构示意图,图5为图4的另一视角示意图,图6为图4的剖视图。

[0051] 在本发明所提供的一种具体实施方式中,四级齿轮变速器主要包括输入轴1、输出轴2、过渡轴3、滑移齿轮4、第一双联齿轮5、第二齿轮6、第三齿轮7、第四齿轮8、第五齿轮9、第六齿轮10和第七双联齿轮11。

[0052] 其中,输入轴1主要用于实现动力输入,将上级动力传递至变速器中。

[0053] 输出轴2主要用于实现动力输出,将经过变速器调整后的动力输出至下级部件中。

[0054] 过渡轴3主要用于分流安装部分齿轮,实现动力在各级齿轮之间的中间传递。输入轴1、输出轴2与过渡轴3在变速箱体13内呈空间三角形分布,使得输入轴1上的滑移齿轮4能够与输出轴2上的齿轮啮合,也能够与过渡轴3上的齿轮啮合。

[0055] 滑移齿轮4设置在输入轴1上,并与输入轴1形成滑动连接,能够在输入轴1上进行轴向滑动,以调整轴向安装位置,在特定位置处实现动力传递,且当滑移齿轮4滑动到位时,能够与第一双联齿轮5的一端(其中一个齿轮)、第二齿轮6、第三齿轮7或第五齿轮9这四者中的其中一者形成啮合,分别形成四级传动比的动力传递,实现变速器的四个挡位变化。

[0056] 第一双联齿轮5及第三齿轮7均空套在输出轴2上,即形成转动连接,能够相对输出轴2进行旋转,并不直接将动力传递至输出轴2上。第二齿轮6及第四齿轮8均连接在输出轴2上,能够将动力传递至输出轴2上,驱动输出轴2进行旋转。

[0057] 第五齿轮9及第六齿轮10均连接在过渡轴3上,能够将动力传递至过渡轴3上,驱动过渡轴3进行旋转。第七双联齿轮11空套在过渡轴3上,即形成转动连接,能够相对过渡轴3进行旋转,并不直接将动力传递至过渡轴3上。

[0058] 同时,第一双联齿轮5的另一端(另一个齿轮)与第五齿轮9啮合,第二齿轮6与第六

齿轮10啮合,第三齿轮7与第七双联齿轮11的一端啮合,第四齿轮8与第七双联齿轮11的另一端啮合。

[0059] 重要的是,第三齿轮7与第四齿轮8的相邻端面互相贴合,但互不影响旋转运动自由度,使得两者相邻端面间的轴向间距能够理论上缩小至零。当然,为避免第三齿轮7与第四齿轮8的相邻端面产生摩擦影响,一般在第三齿轮7与第四齿轮8的相邻端面之间设置有摩擦垫片,该摩擦垫片的厚度很薄,通常可与最小防撞间隙相当,比如1~4mm等。

[0060] 同时,第三齿轮7与第二齿轮6的相邻端面间隔最小换挡间隙,该最小换挡间隙为单个标准齿轮厚度与最小防撞间隙之和,即 $B+\Delta$,使得滑移齿轮4在与两者之一的啮合状态之间移动切换时,避免滑移齿轮4同时与两者形成啮合,同时将第三齿轮7与第二齿轮6的相邻端面间的轴向间距缩小至理论最小值。

[0061] 同理,第二齿轮6与第一双联齿轮5的相邻端面也间隔最小换挡间隙,使得滑移齿轮4在与两者之一的啮合状态之间移动切换时,避免滑移齿轮4同时与两者形成啮合,同时将第二齿轮6与第一双联齿轮5的相邻端面间的轴向间距缩小至理论最小值。

[0062] 如此,当滑移齿轮4与第一双联齿轮5的一端啮合时,动力依次经过第一双联齿轮5的另一端、第五齿轮9、第六齿轮10、第二齿轮6传递至输出轴2上,实现一挡传动;当滑移齿轮4与第二齿轮6啮合时,动力直接通过第二齿轮6传递至输出轴2上,实现二挡传动;当滑移齿轮4与第三齿轮7啮合时,动力依次经过第七双联齿轮11的一端、第七双联齿轮11的另一端、第四齿轮8传递至输出轴2上,实现三挡传动;当滑移齿轮4与第五齿轮9啮合时,动力依次经过第六齿轮10、第二齿轮6传递至输出轴2上,实现倒挡传动。

[0063] 相比于现有技术,本实施例提供的四级齿轮变速器,利用过渡轴3对部分齿轮进行分流安装和对动力在各级齿轮之间的中间传递作用,避免将所有齿轮均集中在输入轴1和输出轴2上,能够有效减轻两者的轴向安装负担,尽量缩减输入轴1和输出轴2的轴向长度,使得输入轴1上可以仅采用单个滑移齿轮4即可实现四挡传动,并且通过优化变速器内部结构和组件的排列方式,使得过渡轴3更多地利用了变速箱体13内的垂向空间,有效减小轴系长度,同时相邻齿轮的轴向间距均缩减至理论最小值(零或最小换挡间隙),使得整体轴向尺寸与现有技术中的分组式四级齿轮变速器的轴向尺寸相当,因此能够在尽量缩减变速器的轴向尺寸的基础上,简化结构复杂度,降低配置成本。

[0064] 在关于第三齿轮7与第四齿轮8的一种可选实施例中,第四齿轮8的径向齿轮小于第三齿轮7的径向尺寸。如此设置,当滑移齿轮4在输入轴1上朝着第三齿轮7滑动时,滑移齿轮4的端面不会与第四齿轮8的端面形成抵接限位或碰撞,且滑移齿轮4在滑动到位并与第三齿轮7形成啮合时,滑移齿轮4也不会同时与第四齿轮8形成啮合,即第四齿轮8完全不对滑移齿轮4造成任何影响。

[0065] 在关于第一双联齿轮5的一种可选实施例中,该第一双联齿轮5主要包括第一大齿轮51和第一小齿轮52。其中,第一大齿轮51位于第一双联齿轮5的轴向一端位置,主要用于与滑移齿轮4啮合。第一小齿轮52位于第一双联齿轮5的轴向另一端位置,并与第五齿轮9啮合。同时,由于滑移齿轮4会在与第一大齿轮51或第五齿轮9之间啮合切换,而第五齿轮9又与第一小齿轮52始终保持啮合,因此为避免滑移齿轮4同时与第一大齿轮51和第五齿轮9形成啮合,本实施例中,第一大齿轮51与第一小齿轮52的相邻端面的间距为最小换挡间隙,从而使第一大齿轮51与第一小齿轮52的轴向间距缩小至理论最小值。

[0066] 在关于第七双联齿轮11的一种可选实施例中,该第七双联齿轮11主要包括第七大齿轮111和第七小齿轮112。其中,第七大齿轮111位于第七双联齿轮11的轴向一端位置,并与第四齿轮8啮合。第七小齿轮112位于第七双联齿轮11的轴向另一端位置,并与第三齿轮7啮合。同理,第七大齿轮111与第七小齿轮112的轴向间距也缩小至理论最小值,由于分别与第四齿轮8、第三齿轮7存在啮合关系,因此第七大齿轮111与第七小齿轮112的相邻端面也互相贴合,轴向间距理论上为零。

[0067] 至于第七双联齿轮11与第六齿轮10的轴向间距、第六齿轮10与第五齿轮9的轴向间距,由于与输出轴2上的对应齿轮分别存在啮合关系,因此,第七双联齿轮11、第六齿轮10、第五齿轮9在过渡轴3上的安装位置是固定的,并且,在输出轴2上的各个齿轮的轴向间距均达到理论最小值时,第七双联齿轮11与第六齿轮10的轴向间距、第六齿轮10与第五齿轮9的轴向间距也同时达到理论最小值。

[0068] 综上所述,本实施例所提供的四级齿轮变速器,输出轴2上安装的齿轮最多,轴向长度最大,理论最小值达到 $8B+3\Delta$ 。

[0069] 考虑到农用车辆的负荷通常较大,变速器主要用于实现减速增扭功能,仅少数情况用于加速功能。针对此,本实施例中,减速器的一挡速比、二挡速比及倒挡速比均为减速比,即大于1,而仅有三挡速比为加速比,即小于1。

[0070] 如图7所示,图7为一挡传动链示意图。

[0071] 其中,当变速器工作在一挡状态时,滑移齿轮4与第一双联齿轮5的第一大齿轮51啮合,输入轴1的动力依次通过滑移齿轮4、第一大齿轮51、第一小齿轮52、第五齿轮9、第六齿轮10、第二齿轮6传递到输出轴2上,且滑移齿轮4与第一大齿轮51之间的速比、第一小齿轮52与第五齿轮9之间的速比、第六齿轮10与第二齿轮6之间的速比,三者的乘积为一挡速比,该一挡速比大于1。其中,滑移齿轮4与第一大齿轮51之间的速比可以大于1,第一小齿轮52与第五齿轮9之间的速比可以大于1,第六齿轮10与第二齿轮6之间的速比可以大于1。

[0072] 如图8所示,图8为二挡传动链示意图。

[0073] 当变速器工作在二挡状态时,滑移齿轮4与第二齿轮6啮合,输入轴1的动力依次通过滑移齿轮4和第二齿轮6传递到输出轴2上,且滑移齿轮4与第二齿轮6之间的速比为二挡速比,该二挡速比大于1,且小于一挡速比。

[0074] 如图9所示,图9为三挡传动链示意图。

[0075] 当变速器工作在三挡状态时,滑移齿轮4与第三齿轮7啮合,输入轴1的动力依次通过滑移齿轮4、第三齿轮7、第七小齿轮112、第七大齿轮111、第四齿轮8传递到输出轴2上,且滑移齿轮4与第三齿轮7之间的速比、第三齿轮7与第七小齿轮112之间的速比、第七大齿轮111与第四齿轮8之间的速比,三者的乘积为三挡速比,该三挡速比小于1或者大于1,具体需要根据实际需要而定。

[0076] 如图10所示,图10为倒挡传动链示意图。

[0077] 当变速器工作在倒挡状态时,滑移齿轮4与第五齿轮9啮合,输入轴1的动力依次通过滑移齿轮4、第五齿轮9、第六齿轮10、第二齿轮6传递到输出轴2上,且滑移齿轮4与第五齿轮9之间的速比、第六齿轮10与第二齿轮6之间的速比,两者的乘积为倒挡速比,该倒挡速比大于1。

[0078] 为便于实现滑移齿轮4在输入轴1上的轴向滑动,同时保证两者之间的动力传递,

本实施例中,在输入轴1上设置有柱形花键12,并在滑移齿轮4的内圆面上开设有花键槽,以通过花键槽与柱形花键12之间的配合,实现滑移齿轮4与输入轴1之间的键连接,并且该柱形花键12呈柱状,可供滑移齿轮4沿着柱形花键12的轴向方向进行滑动,花键槽与柱形花键12的键齿之间的配合,对滑移齿轮4的滑动运动形成了导向作用。

[0079] 如图11、图12所示,图11为变速箱体13的具体结构示意图,图12为变速箱体13的内部局部结构示意图。

[0080] 本实施例还提供一种齿轮变速箱,主要包括变速箱体13和设置于变速箱体13内的四级齿轮变速器,其中,该四级齿轮变速器与上述相关内容相同,此处不再赘述。

[0081] 本实施例还提供一种农用车辆,主要包括车体和设置于车体上的齿轮变速箱,其中,该齿轮变速箱与上述相关内容相同,此处不再赘述。

[0082] 对所公开的实施例的上述说明,使本领域专业技术人员能够实现或使用本发明。对这些实施例的多种修改对本领域的专业技术人员来说将是显而易见的,本文中所定义的一般原理可以在不脱离本发明的精神或范围的情况下,在其它实施例中实现。因此,本发明将不会被限制于本文所示的这些实施例,而是要符合与本文所公开的原理和新颖特点相一致的最宽的范围。

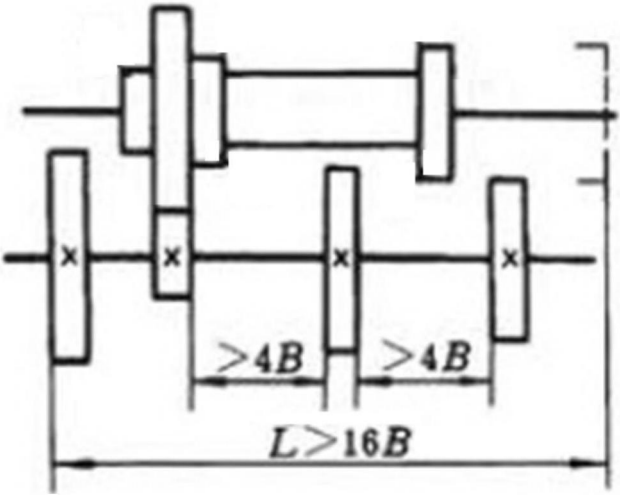


图1

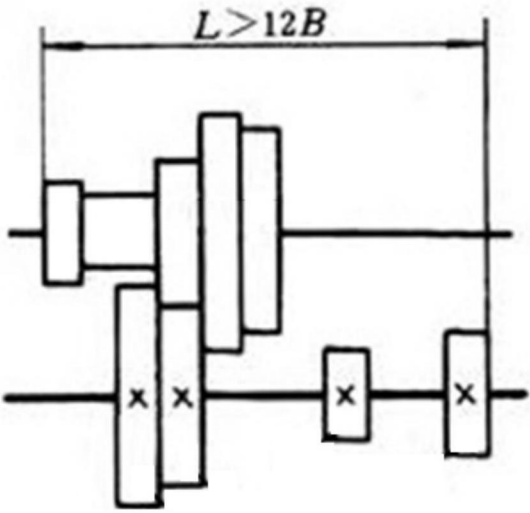


图2

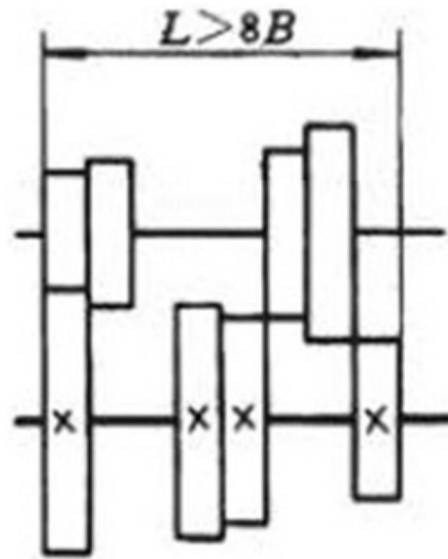


图3

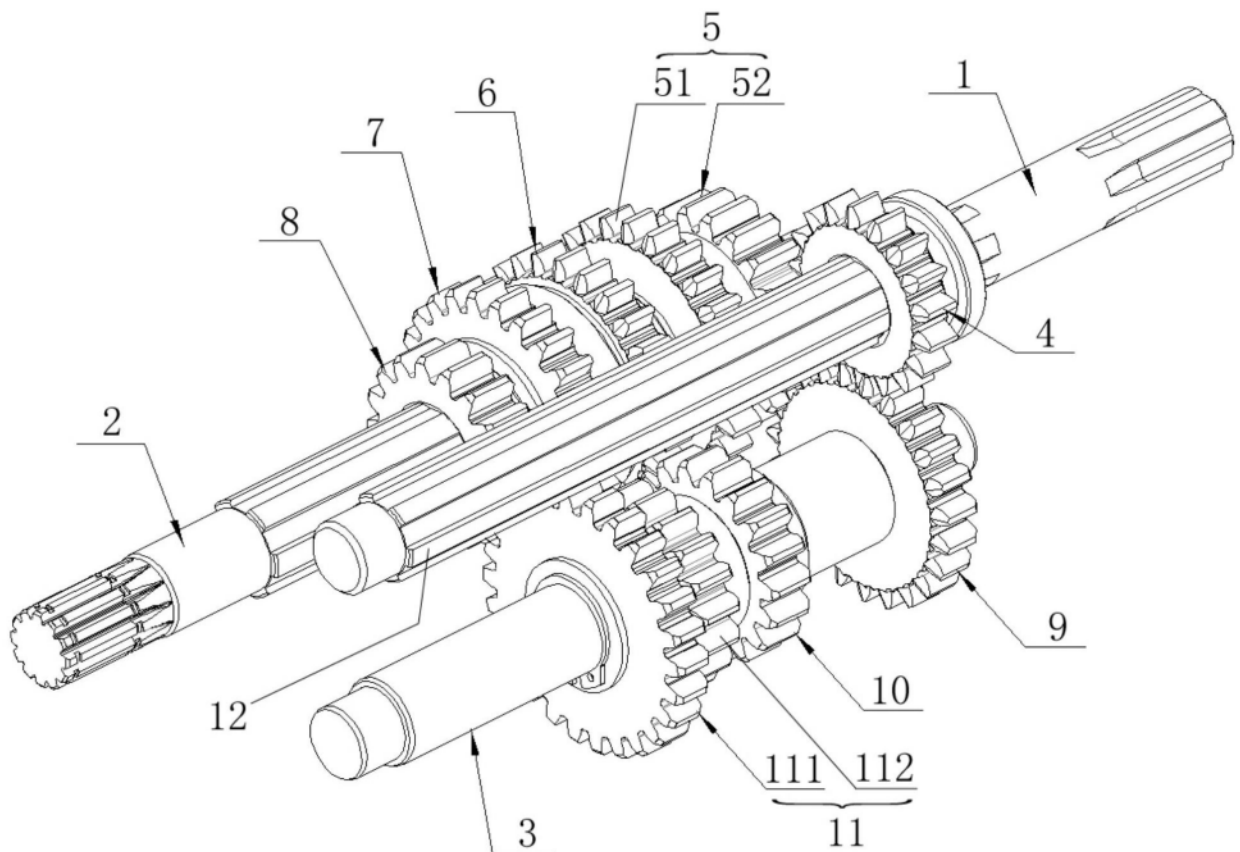


图4

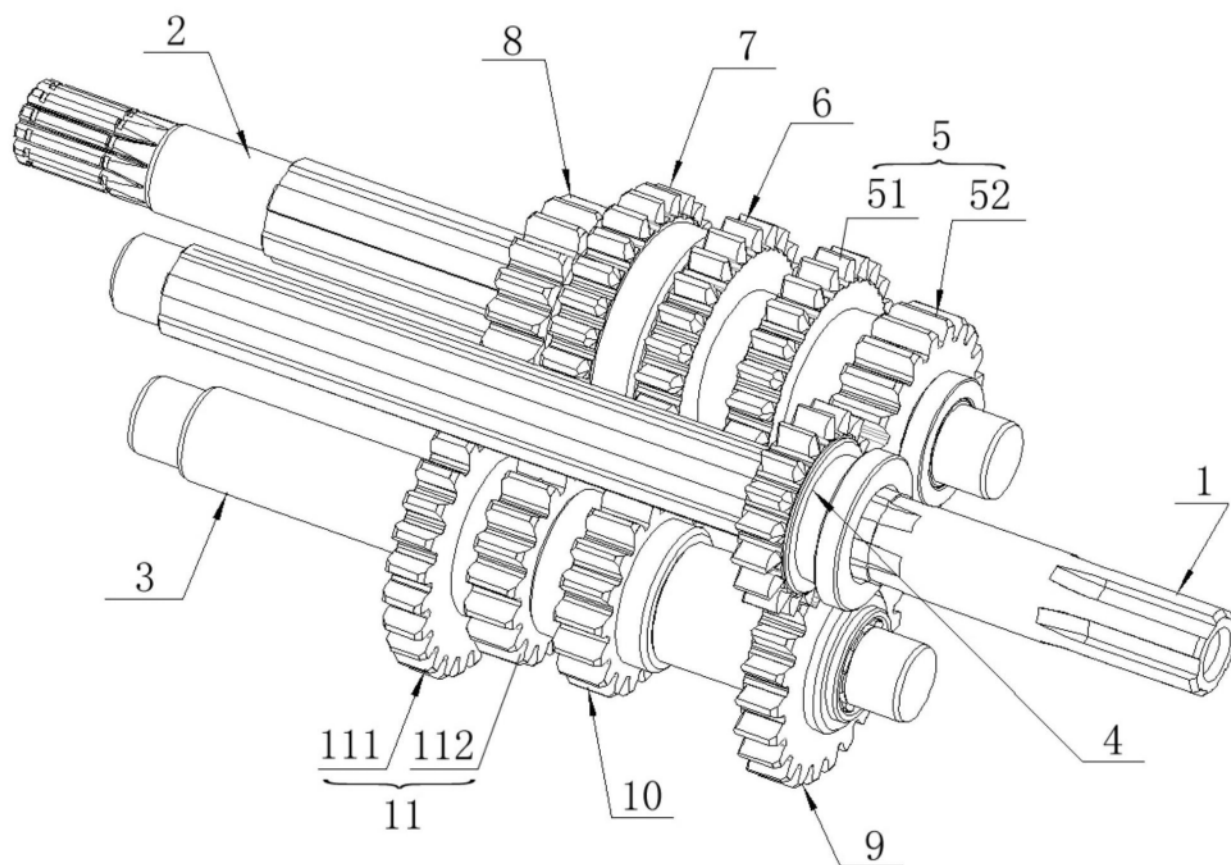


图5

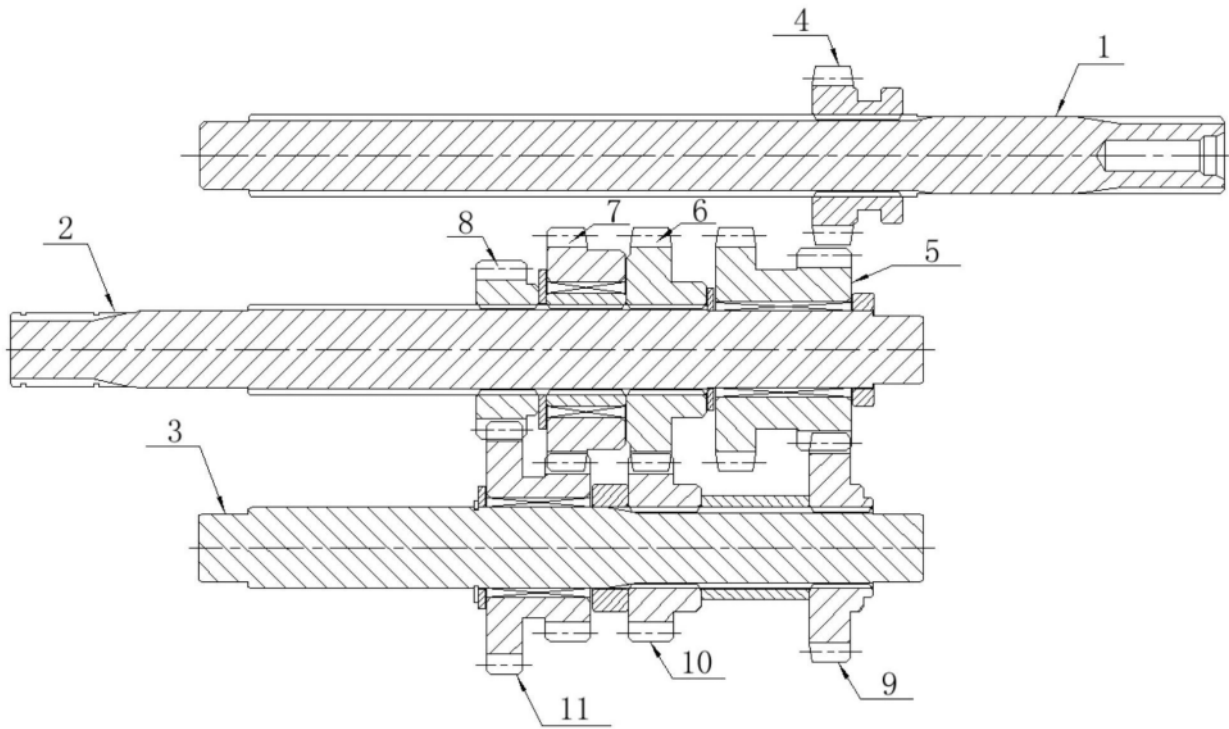


图6

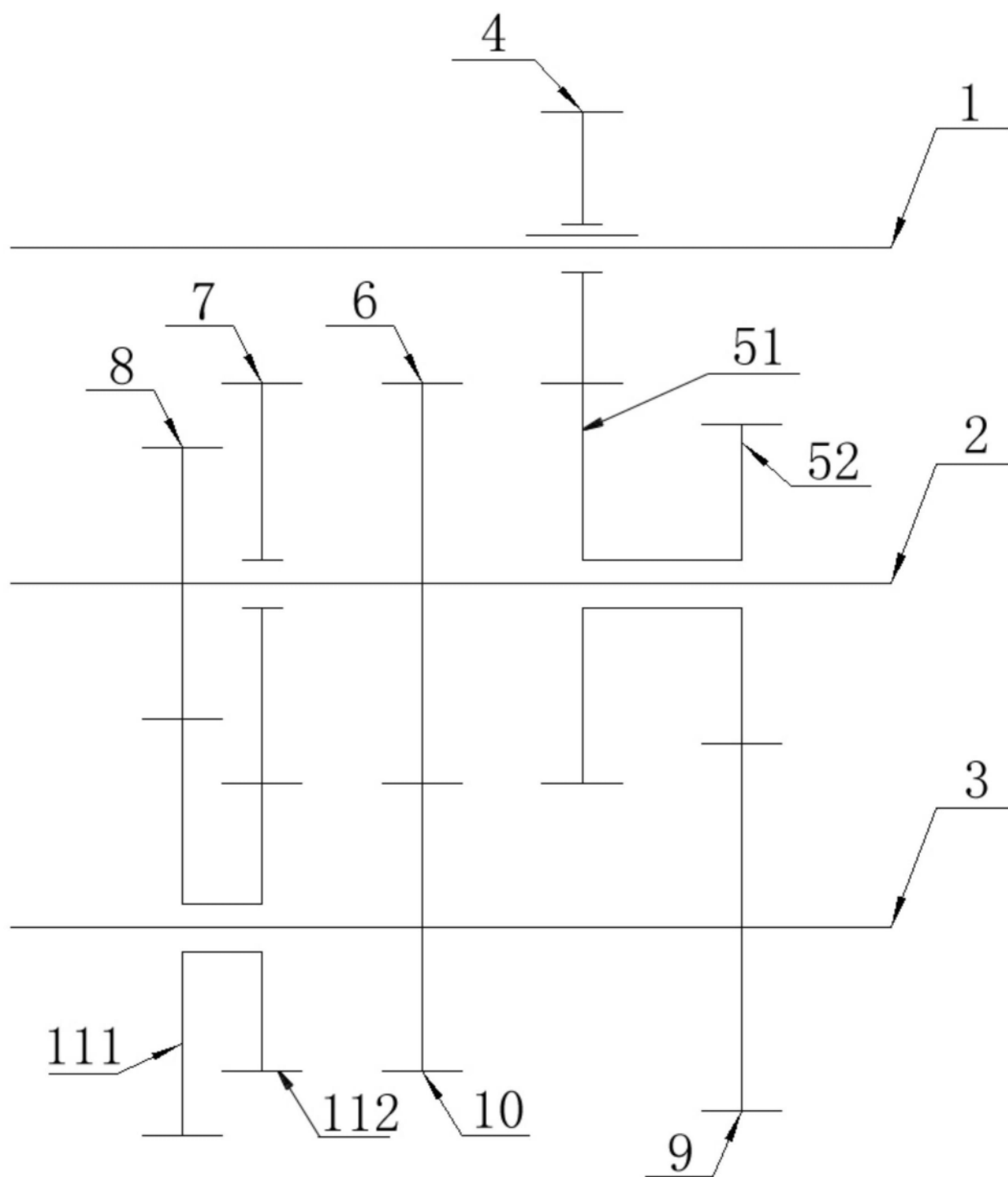


图7

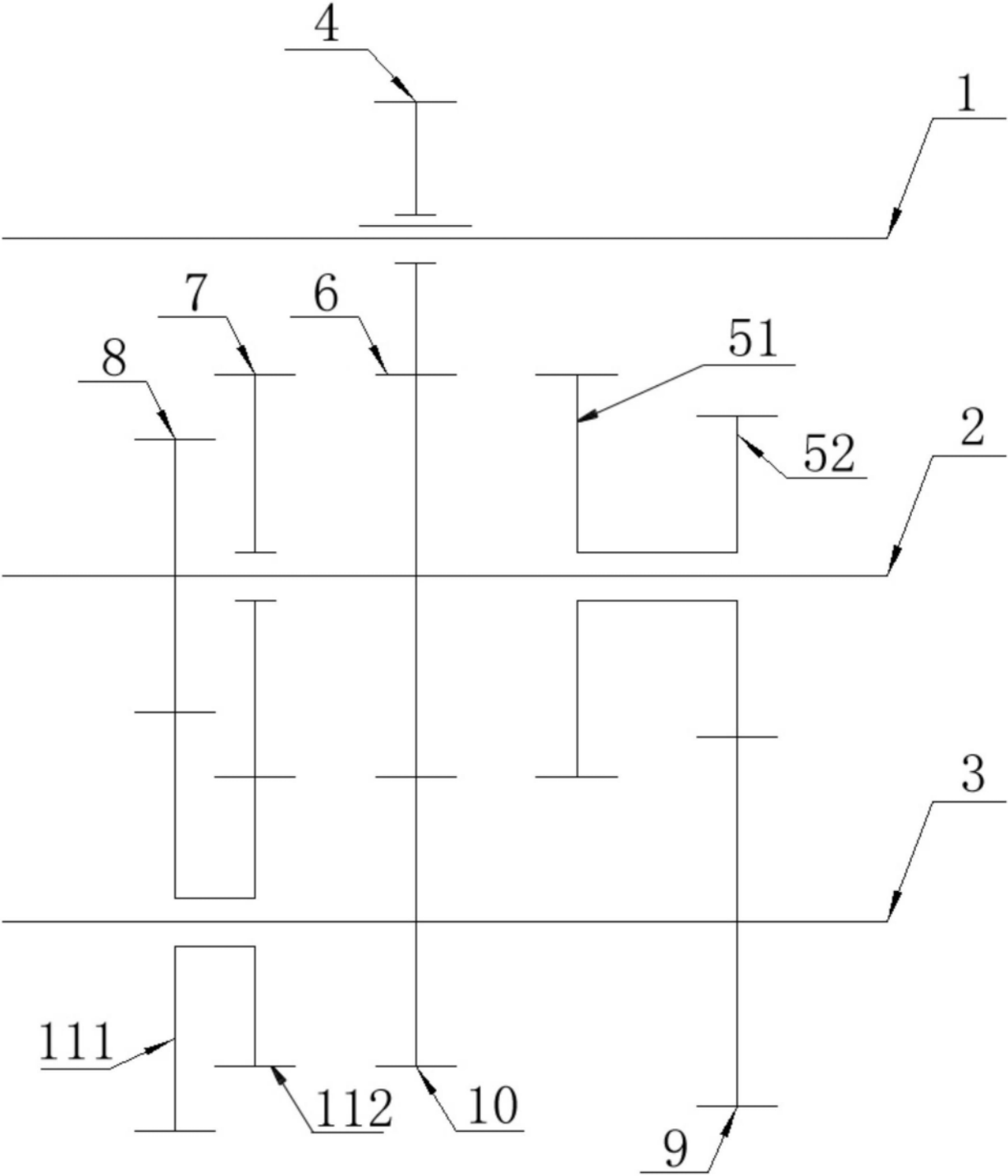


图8

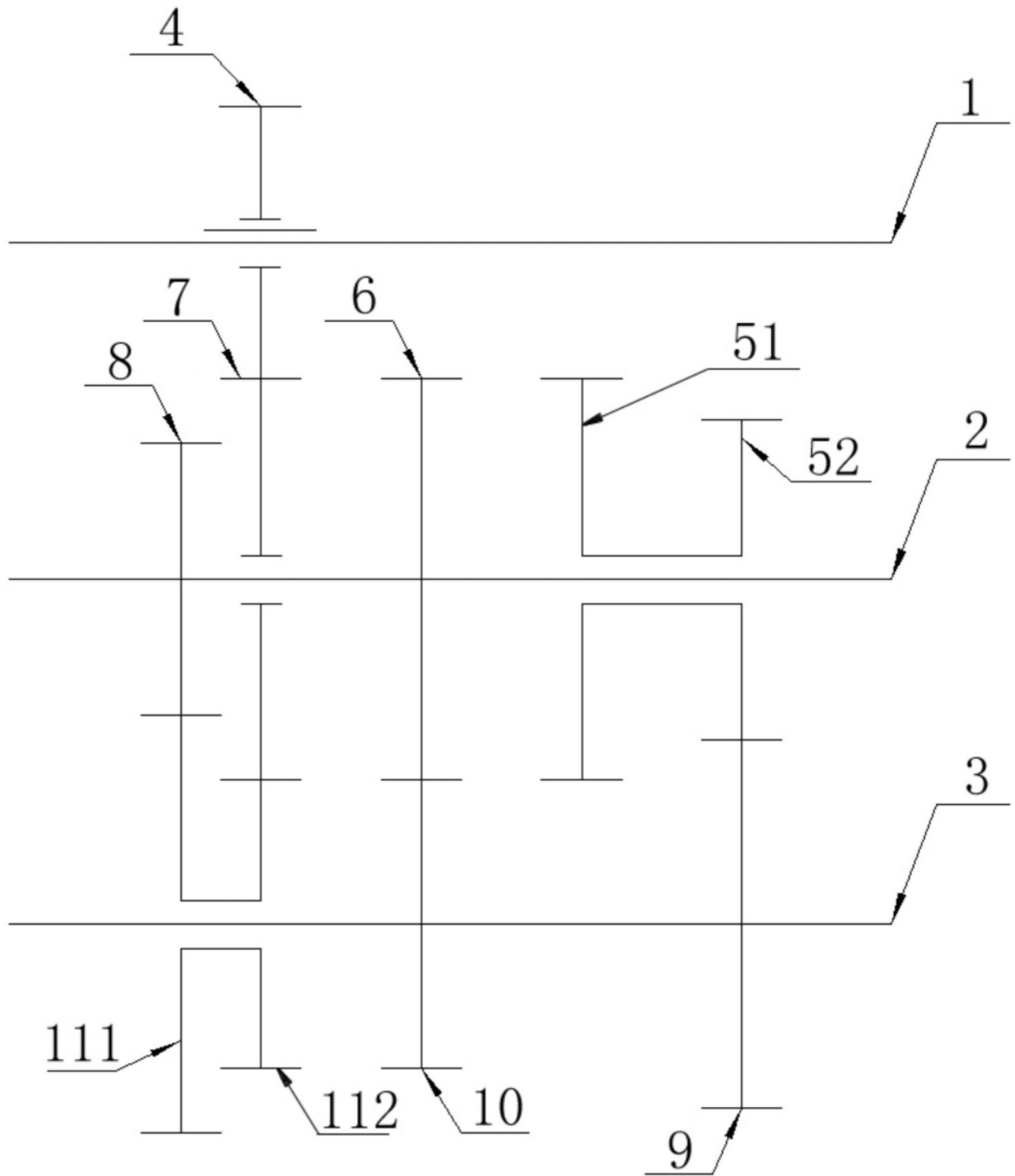


图9

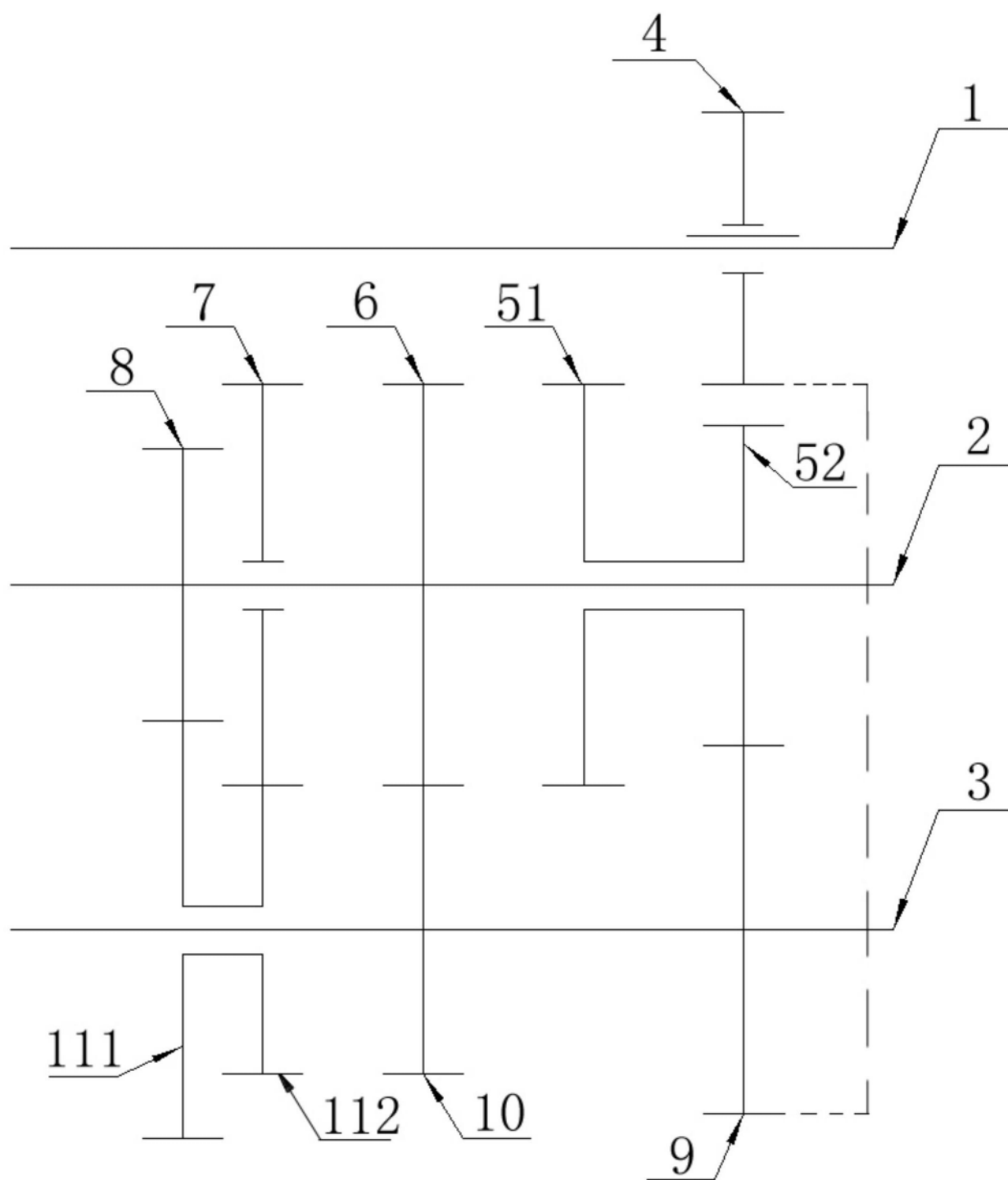


图10

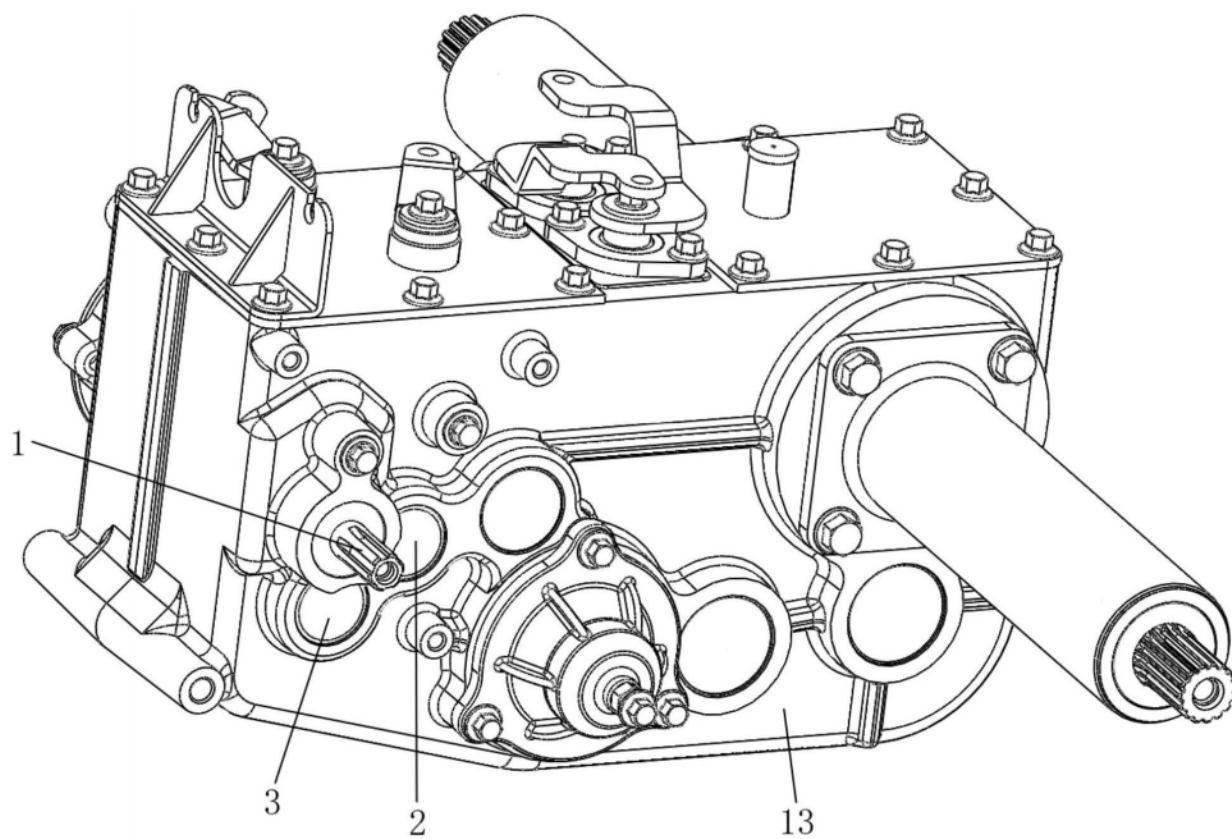


图11

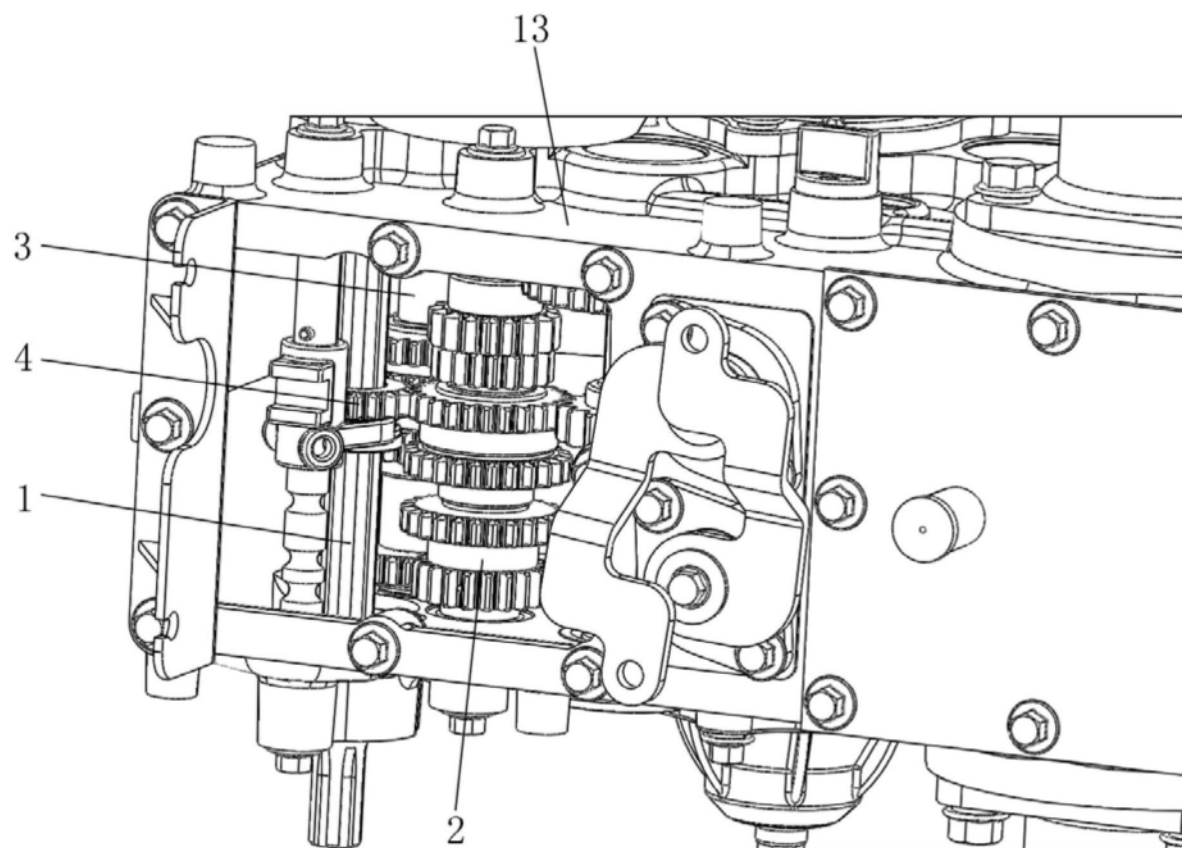


图12