



(12) 实用新型专利

(10) 授权公告号 CN 203656074 U

(45) 授权公告日 2014. 06. 18

(21) 申请号 201320814214. 3

(22) 申请日 2013. 12. 12

(73) 专利权人 合肥工业大学

地址 230009 安徽省合肥市包河区屯溪路
193 号

(72) 发明人 黄康 张航 邵可

(74) 专利代理机构 合肥金安专利事务所 34114

代理人 金惠贞

(51) Int. Cl.

F16H 3/66(2006. 01)

F16H 55/17(2006. 01)

(ESM) 同样的发明创造已同日申请发明专利

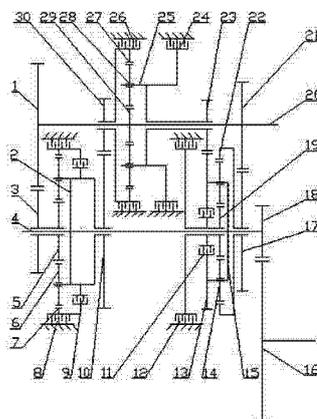
权利要求书2页 说明书7页 附图7页

(54) 实用新型名称

用于 5 挡横置自动变速器的齿轮传动机构

(57) 摘要

本实用新型涉及用于 5 挡横置自动变速器的齿轮传动机构。该机构包括输入轴、输出轴、第一制动器、第二制动器、第三制动器、第四制动器、第一离合器和第二离合器；还包括由第一齿圈、第一行星轮、第一太阳轮和第一行星架构成的第一行星排；由第二齿圈、第二行星轮、第二太阳轮和第二行星架构成的第二行星排；由第三齿圈、第三行星轮、第三太阳轮和第三行星架构成的第三行星排。本实用新型在较少行星排数下能实现五个前进挡及一个倒挡，使机构整体尺寸缩小，且结构较简单，易于控制；三个行星齿轮传动机构通过采用微线段齿轮，易于实现行星齿轮机构传动的小型化；与一般渐开线齿轮行星传动机构相比传动效率能提高 5% 左右。



1. 用于5挡横置自动变速器的齿轮传动机构,其特征在于:包括输入轴(20)、输出轴(4)、第一制动器(26)、第二制动器(8)、第三制动器(12)、第四制动器(24)、第一离合器(11)和第二离合器(9);所述第一制动器(26)、第二制动器(8)、第三制动器(12)和第四制动器(24)均为多片式摩擦制动器;所述第一离合器(11)和第二离合器(9)均为多片式摩擦离合器;

所述输入轴(20)上通过花键依次设有第一传动齿轮(1)、第一太阳轮(29)、第七传动齿轮(21);所述第一传动齿轮(1)和第一太阳轮(29)之间的输入轴(20)空套设有第三传动齿轮(30)和第一齿圈(27);所述第一齿圈(27)的外圆周连接着第一制动器(26)的内花键摩擦片,所述第一制动器(26)的外花键摩擦片固定在变速器壳体上;所述第一太阳轮(29)和第七传动齿轮(21)之间的输入轴(20)空套设有第五传动齿轮(23),与第一太阳轮(29)相对应的第五传动齿轮(23)的一侧连接第一行星架(25),所述第一行星架(25)上均布设有二个以上的第一行星轮(28),所述二个以上的第一行星轮(28)分别和第一太阳轮(29)、第一齿圈(27)啮合;所述第一齿圈(27)、二个以上的第一行星轮(28)、第一太阳轮(29)和第一行星架(25)构成第一行星排;所述第一行星架(25)的外周连接着第四制动器(24)的内花键摩擦片,所述第四制动器(24)的外花键摩擦片固定在变速器壳体上;

所述输出轴(4)上通过花键依次设有第二行星架(2)、第三行星架(15)和主减速器主动齿轮(18);与第二行星架(2)相邻的输出轴(4)的端部上空套设有第二传动齿轮(3)和第二太阳轮(5),所述第二传动齿轮(3)和第一传动齿轮(1)啮合;所述第二行星架(2)上均布设有二个以上的第二行星轮(6),二个以上的第二行星轮(6)分别和第二太阳轮(5)、第二齿圈(7)啮合,所述第二齿圈(7)、二个以上的第二行星轮(6)、第二太阳轮(5)和第二行星架(2)构成第二行星排;所述第二齿圈(7)的外圆周连通着第二制动器(8)的内花键摩擦片,所述第二制动器(8)的外花键摩擦片固定在变速器壳体上;所述第二行星架(2)的外圆周连接着第二离合器(9)的内花键摩擦片,所述第二齿圈(7)内圆周连接第二离合器(9)的外花键摩擦片;与第三传动齿轮(30)对应的输出轴(4)上空套设有第四传动齿轮(10);所述第四传动齿轮(10)和第三传动齿轮(30)啮合;所述第四传动齿轮(10)和第三行星架(15)之间的输出轴(4)上空套设有第三太阳轮(19),所述第三太阳轮(19)通过管轴连接着第一离合器(11)的内花键摩擦片、第三制动器(12)的内花键摩擦片,第一离合器(11)壳体外周上设有第六传动齿轮(13),所述第六传动齿轮(13)固定连接着第三行星架(15),第三制动器(12)外花键摩擦片固定在变速器壳体上;所述第三行星架(15)上均布设有二个以上的第三行星轮(14),二个以上的第三行星轮(14)分别和第三太阳轮(19)、第三齿圈(22)啮合,所述第三行星架(15)和主减速器主动齿轮(18)之间的输出轴(4)上空套着第三齿圈(22)和第八传动齿轮(17),所述第八传动齿轮(17)和第七传动齿轮(21)啮合;所述第三太阳轮(19)、二个以上的第三行星轮(14)、第三齿圈(22)啮合和第三行星架(15)构成第三行星排。

2. 根据权利要求1所述的用于5挡横置自动变速器的齿轮传动机构,其特征在于:所述第三传动齿轮(30)和第一齿圈(27)为连体齿轮。

3. 根据权利要求1所述的用于5挡横置自动变速器的齿轮传动机构,其特征在于:所述第二传动齿轮(3)和第二太阳轮(5)为连体齿轮。

4. 根据权利要求1所述的用于5挡横置自动变速器的齿轮传动机构,其特征在于:所

述第四传动齿轮(10)和第二行星架(2)固定连接。

5. 根据权利要求1所述的用于5挡横置自动变速器的齿轮传动机构,其特征在于:所述第三齿圈(22)和第八传动齿轮(17)为连体齿圈齿轮。

6. 根据权利要求1所述的用于5挡横置自动变速器的齿轮传动机构,其特征在于:所述第一齿圈(27)、二个以上的第一行星轮(28)、第一太阳轮(29)、第二齿圈(7)、二个以上的第二行星轮(6)、第二太阳轮(5)、第三太阳轮(19)、二个以上的第三行星轮(14)和第三齿圈(22)均为微线段行星齿轮。

用于 5 挡横置自动变速器的齿轮传动机构

技术领域

[0001] 本实用新型属于机械传动技术领域，具体涉及用于 5 挡横置自动变速器的齿轮传动机构。

背景技术

[0002] 自动变速器技术在很大程度上可以克服手动变速器换挡较慢的缺点。目前已在汽车行业中得到广泛应用，且结构也是复杂多样的。但随着汽车工业的发展，自动变速器对传动效率，以及换挡平顺性、整体尺寸重量等方面要求越来越高。且自动变速器与手动变速器相比传动效率低，燃油经济性差，这是自动变速器发展过程中遇到的瓶颈。

[0003] 目前，针对横置自动变速器，市场上几乎所有的自动变速器的齿轮传动机构在整体结构布置上采用的都是输入轴上装配有所有行星齿轮排，通过输入轴与输出轴的常啮合齿轮进行动力输出，这样的结构造成横置自动变速器轴向尺寸大，且最多有一个挡位作为直接挡，而直接挡的传动效率远远高于其他挡位。另一方面，自动变速器齿轮的齿轮传动机构中大部分都采用的是渐开线齿轮，渐开线齿轮具有诸多优点，但同时传动效率低，齿形易磨损，齿轮修形成本较高也是其不得不面对的不足之处。

实用新型内容

[0004] 为了解决现有横置自动变速器的齿轮传动机构轴向尺寸大，传动效率低的问题，本实用新型提供一种传动效率高、轴向尺寸小、结构简单易于控制，更适于小型、重载、高速及大功率场合的用于横置 5 挡自动变速器的齿轮传动机构。

[0005] 具体的技术解决方案如下：

[0006] 用于 5 挡横置自动变速器的齿轮传动机构包括输入轴 20、输出轴 4、第一制动器 26、第二制动器 8、第三制动器 12、第四制动器 24、第一离合器 11 和第二离合器 9；所述第一制动器 26、第二制动器 8、第三制动器 12 和第四制动器 24 均为多片式摩擦制动器；所述第一离合器 11 和第二离合器 9 均为多片式摩擦离合器；

[0007] 所述输入轴 20 上通过花键依次设有第一传动齿轮 1、第一太阳轮 29、第七传动齿轮 21；所述第一传动齿轮 1 和第一太阳轮 29 之间的输入轴 20 空套设有第三传动齿轮 30 和第一齿圈 27；所述第一齿圈 27 的外圆周连接着第一制动器 26 的内花键摩擦片，所述第一制动器 26 的外花键摩擦片固定在变速器壳体上；所述第一太阳轮 29 和第七传动齿轮 21 之间的输入轴 20 空套设有第五传动齿轮 23，与第一太阳轮 29 相对应的第五传动齿轮 23 的一侧连接第一行星架 25，所述第一行星架 25 上均布设有二个以上的第一行星轮 28，所述二个以上的第一行星轮 28 分别和第一太阳轮 29、第一齿圈 27 啮合；所述第一齿圈 27、二个以上的第一行星轮 28、第一太阳轮 29 和第一行星架 25 构成第一行星排；所述第一行星架 25 的外周连接着第四制动器（24）的内花键摩擦片，所述第四制动器（24）的外花键摩擦片固定在变速器壳体上。

[0008] 所述输出轴 4 上通过花键依次设有第二行星架 2、第三行星架 15 和主减速器主动

齿轮 18 ;与第二行星架 2 相邻的输出轴 4 的端部上空套设有第二传动齿轮 3 和第二太阳轮 5,所述第二传动齿轮 3 和第一传动齿轮 1 啮合 ;所述第二行星架 2 上均布设有二个以上的第二行星轮 6,二个以上的第二行星轮 6 分别和第二太阳轮 5、第二齿圈 7 啮合,所述第二齿圈 7、二个以上的第二行星轮 6、第二太阳轮 5 和第二行星架 2 构成第二行星排 ;所述第二齿圈 7 的外圆周连通着第二制动器 8 的内花键摩擦片,所述第二制动器 8 的外花键摩擦片固定在变速器壳体上 ;所述第二行星架 2 的外圆周连接着第二离合器 9 的内花键摩擦片,所述第二齿圈 7 内圆周连接第二离合器 9 的外花键摩擦片 ;与第三传动齿轮 30 对应的输出轴 4 上空套设有第四传动齿轮 10 ;所述第四传动齿轮 10 和第三传动齿轮 30 啮合 ;所述第四传动齿轮 10 和第三行星架 15 之间的输出轴 4 上空套设有第三太阳轮 19,所述第三太阳轮 19 通过管轴连接着第一离合器 11 的内花键摩擦片、第三制动器 12 的内花键摩擦片,第一离合器 11 壳体外周上设有第六传动齿轮 13,所述第六传动齿轮 13 固定连接着第三行星架 15,第三制动器 12 外花键摩擦片固定在变速器壳体上 ;所述第三行星架 15 上均布设有二个以上的第三行星轮 14,二个以上的第三行星轮 14 分别和第三太阳轮 19、第三齿圈 22 啮合,所述第三行星架 15 和主减速器主动齿轮 18 之间的输出轴 4 上空套着第三齿圈 22 和第八传动齿轮 17,所述第八传动齿轮 17 和第七传动齿轮 21 啮合 ;所述第三太阳轮 19、二个以上的第三行星轮 14、第三齿圈 22 啮合和第三行星架 15 构成第三行星排。

[0009] 所述第三传动齿轮 30 和第一齿圈 27 为连体齿轮。

[0010] 所述第二传动齿轮 3 和第二太阳轮 5 为连体齿轮。

[0011] 所述第四传动齿轮 10 和第二行星架 2 固定连接。

[0012] 所述第三齿圈 22 和第八传动齿轮 17 为连体齿圈齿轮。

[0013] 所述第一齿圈 27、二个以上的第一行星轮 28、第一太阳轮 29、第二齿圈 7、二个以上的第二行星轮 6、第二太阳轮 5、第三太阳轮 19、二个以上的第三行星轮 14 和第三齿圈 22 均为微线段行星齿轮。

[0014] 本实用新型的有益技术效果体现在以下方面 :

[0015] 1. 本实用新型的传动机构采用的行星齿轮机构包括三个行星排,在较少行星排数下能实现五个前进挡及一个倒挡,使机构整体尺寸缩小,且结构较简单,易于控制 ;

[0016] 2. 本实用新型的三个行星排中,太阳轮、行星轮、齿圈均采用微线段齿轮,与一般的渐开线行星齿轮结构相比,大大提高了齿轮的接触强度和弯曲强度。微线段齿轮啮合时,参加啮合的两齿面是以凹凸形式相接触的,其啮合摩擦形式是滑动与滚动交替。它与渐开线齿轮相比不同的是,渐开线齿轮啮合摩擦滑动过程占多数,而微线段齿轮滚动过程占多数,因为这种新型齿廓有着独特的构造 :在微线段齿廓曲线上有数万个甚至十几万个啮合点的相对曲率为零,这使得微线段齿轮具有较高的弯曲强度和接触强度,将微线段齿轮应用于行星轮系结构中,使行星齿轮结构在汽车、航空等领域中能适应高速、重载的场合 ;

[0017] 3. 所述用于 5 挡横置自动变速器的微线段行星齿轮机构,与一般渐开线齿轮行星机构相比能大大提高传动效率,传动效率能提高 5% 左右 ;

[0018] 4. 本实用新型的三个行星齿轮机构通过采用微线段齿轮,易于实现行星齿轮机构传动的小型化发展。在强度一定的情况下,齿轮的尺寸基本由齿数所决定,一般渐开线齿轮的最小齿数为 17,而如果将齿数减少到 3-4 个齿,则齿轮尺寸可以减小一半以上。微线段齿轮的最小齿数为 3 个齿。在相同模数的情况下,微线段齿轮尺寸可以比渐开线小的多。

附图说明

[0019] 图 1 为本实用新型结构示意图。

[0020] 图 2 为一挡动力传递示意图。

[0021] 图 3 为二挡动力传递示意图。

[0022] 图 4 为三挡动力传递示意图。

[0023] 图 5 为四挡动力传递示意图。

[0024] 图 6 为五挡动力传递示意图。

[0025] 图 7 为 R 挡动力传递示意图。

[0026] 上图中序号：第一传动齿轮 1、第二行星架 2、第二传动齿轮 3、输出轴 4、第二太阳轮 5、第二行星轮 6、第二齿圈 7、第二制动器 8、第二离合器 9、第四传动齿轮 10、第一离合器 11、第三制动器 12、第六传动齿轮 13、第三行星轮 14、第三行星架 15、主减速器被动齿轮 16、第八传动齿轮 17、主减速器主动齿轮 18、第三太阳轮 19、输入轴 20、第七传动齿轮 21、第三齿圈 22、第五传动齿轮 23、第四制动器 (24)、第一行星架 25、第一制动器 26、第一齿圈 27、第一行星轮 28、第一太阳轮 29、第三传动齿轮 30。

具体实施方式

[0027] 下面结合附图,通过实施例对本实用新型作进一步地说明。

[0028] 参见图 1,用于 5 挡横置自动变速器的齿轮传动机构包括输入轴 20、输出轴 4、第一制动器 26、第二制动器 8、第三制动器 12、第四制动器 (24)、第一离合器 11 和第二离合器 9;所述第一制动器 26、第二制动器 8、第三制动器 12 和第四制动器 (24) 均为多片式摩擦制动器;所述第一离合器 11 和第二离合器 9 均为多片式摩擦离合器。

[0029] 所述输入轴 20 上通过花键依次安装有第一传动齿轮 1、第一太阳轮 29、第七传动齿轮 21;所述第一传动齿轮 1 和第一太阳轮 29 之间的输入轴 20 空套设有第三传动齿轮 30 和第一齿圈 27,且第三传动齿轮 30 和第一齿圈 27 为连体齿轮;所述第一齿圈 27 的外圆周连接着第一制动器 26 的内花键摩擦片,所述第一制动器 26 的外花键摩擦片固定在变速器壳体上;所述第一太阳轮 29 和第七传动齿轮 21 之间的输入轴 20 空套设有第五传动齿轮 23,与第一太阳轮 29 相对应的第五传动齿轮 23 的一侧连接第一行星架 25,所述第一行星架 25 上均布设有三个第一行星轮 28,所述三个第一行星轮 28 分别和第一太阳轮 29、第一齿圈 27 啮合;所述第一齿圈 27、三个第一行星轮 28、第一太阳轮 29 和第一行星架 25 构成第一行星排;所述第一行星架 25 的外周连接着第四制动器 (24) 的内花键摩擦片,所述第四制动器 (24) 的外花键摩擦片固定在变速器壳体上。

[0030] 所述输出轴 4 上通过花键依次安装有第二行星架 2、第三行星架 15 和主减速器主动齿轮 18;与第二行星架 2 相邻的输出轴 4 的端部上空套设有第二传动齿轮 3 和第二太阳轮 5,且第二传动齿轮 3 和第二太阳轮 5 为连体齿轮。所述第二传动齿轮 3 和第一传动齿轮 1 啮合;所述第二行星架 2 上均布安装有三个第二行星轮 6,三个第二行星轮 6 分别和第二太阳轮 5、第二齿圈 7 啮合,所述第二齿圈 7、三个第二行星轮 6、第二太阳轮 5 和第二行星架 2 构成第二行星排;所述第二齿圈 7 的外圆周连通着第二制动器 8 的内花键摩擦片,所述第二制动器 8 的外花键摩擦片固定在变速器壳体上;所述第二行星架 2 的外圆周连接着第二

离合器 9 的内花键摩擦片,所述第二齿圈 7 内圆周连接第二离合器 9 的外花键摩擦片;与第三传动齿轮 30 对应的输出轴 4 上空套设有第四传动齿轮 10,所述第二行星架 2 与第四传动齿轮 10 固定连接。所述第四传动齿轮 10 和第三传动齿轮 30 啮合;所述第四传动齿轮 10 和第三行星架 15 之间的输出轴 4 上空套设有第三太阳轮 19,所述第三太阳轮 19 通过管轴连接着第一离合器 11 的内花键摩擦片、第三制动器 12 的内花键摩擦片,第一离合器 11 壳体外周上设有第六传动齿轮 13,所述第六传动齿轮 13 固定连接着第三行星架 15,第三制动器 12 外花键摩擦片固定在变速器壳体上;所述第三行星架 15 上均布设有三个第三行星轮 14,三个第三行星轮 14 分别和第三太阳轮 19、第三齿圈 22 啮合,所述第三行星架 15 和主减速器主动齿轮 18 之间的输出轴 4 上空套着第三齿圈 22 和第八传动齿轮 17,第三齿圈 22 和第八传动齿轮 17 为连体齿圈齿轮。所述第八传动齿轮 17 和第七传动齿轮 21 啮合;所述第三太阳轮 19、三个第三行星轮 14、第三齿圈 22 啮合和第三行星架 15 构成第三行星排。

[0031] 所述第一齿圈 27、二个以上的第一行星轮 28、第一太阳轮 29、第二齿圈 7、二个以上的第二行星轮 6、第二太阳轮 5、第三太阳轮 19、二个以上的第三行星轮 14 和第三齿圈 22 均为微线段行星齿轮。

[0032] 本实用新型的工作原理说明如下:

[0033] 参见图 2,一挡工作时,第一制动器 26 接合,动力由输入轴 20 传入,通过花键将动力传递给第一太阳轮 29,第一太阳轮 29 与两个以上的第一行星轮 28 啮合,由于第一制动器 26 接合,第一齿圈 27 固定,第一行星架 25 获得动力,动力由花键从第一行星架传递第五传动齿轮 23,第五传动齿轮 23 与第六传动齿轮 13 相啮合,动力由第六传动齿轮 13 传递给第三行星架 15,再通过花键传递给输出轴 4。

[0034] 参见图 3,二挡工作时,第二制动器 8 接合,,动力由输入轴 20 传入,传递给第一传动齿轮 1,通过第一传动齿轮 1 与第二传动齿轮 3 啮合,且第二传动齿轮 3 与第二太阳轮 5 为连体齿轮,动力传递给第二太阳轮 5,第二太阳轮 5 与两个以上的第二行星轮 6 啮合,由于第二制动器 8 接合,第二齿圈 7 固定,第二行星架 2 获得动力,通过花键动力传递给输出轴 4。

[0035] 参见图 4,三挡工作时,第三制动器 12 接合,动力由输入轴 20 传入,传递给第七传动齿轮 21,第七传动齿轮 21 与第八传动齿轮 17 相啮合,由于第八传动齿轮 17 与第三齿圈 22 为连体齿轮,动力传递给第三齿圈 22,第三齿圈 22 与两个以上的第三行星轮 14 相啮合,由于第三制动器 12 接合,第三太阳轮 19 固定,第三行星架 15 获得动力,动力通过花键传递给输出轴 4。

[0036] 参见图 5,四挡工作时,第一离合器 9 接合,动力由输入轴 20 传入,传递给第七传动齿轮 21,第七传动齿轮 21 与第八传动齿轮 17 相啮合,由于第八传动齿轮 17 与第三齿圈 22 为连体齿轮,动力传递给第三齿圈 22,由于第一离合器 9 接合,则第三行星架 15 与第三太阳轮 19 连为一体,两个以上的第三行星轮 14 与第三太阳轮 19 之间无啮合转动,则第三行星排作为直接挡输出,动力直接由第三行星架 15 通过花键传递给输出轴 4。此挡位为直接挡位,是高效传动挡位。

[0037] 参见图 6,五挡工作时,第二离合器 11 接合,动力由输入轴 20 传入,传递给第一传动齿轮 1,通过第一传动齿轮 1 与第二传动齿轮 3 啮合,且第二传动齿轮 3 与第二太阳轮 5 为连体齿轮,动力传递给第二太阳轮 5,由于第二离合器 11 接合,则第二齿圈 7 与第二行星

架 2 连为一体,两个以上的第二行星轮 6 与第二齿圈 7 之间无啮合转动,则第二行星排作为直接挡输出,动力直接由第二行星架 2 通过花键传递给输出轴 4。此挡位为直接挡位,是高效传动挡位。

[0038] 参见图 7, R 挡工作时,第四制动器 24 接合,动力由输入轴 20 传入,传递给第一太阳轮 29,由于第四制动器 24 接合,则第一行星架 25 固定,通过第一太阳轮与两个以上的第一行星轮 28 相啮合,两个以上的第一行星轮 28 与第一齿圈 27 相啮合,动力传递给第一齿圈 27、通过花键传递给第三传动齿轮 30,第三传动齿轮 30 与第四传动齿轮 10 相啮合,第四传动齿轮 10 再将动力传递给第二行星架 2,最终通过花键将动力传递给输出轴 4。

[0039] 动力传递到输出轴 4 后再经由主减速器主动齿轮 18、主减速器被动齿轮 16 传递到差速器。

[0040] 以某款自动变速器为例,所选挡位数为 5 挡,其中:一挡传动比为 4.274,二挡传动比为 2.731,三挡传动比为 1.915,四挡传动比为 1.231,五挡传动比为 0.91,倒挡传动比为 -3.382。对齿轮配齿计算得出:第一传动齿轮 1 齿数为 78,第二传动齿轮 3 齿数为 71,第三传动齿轮 30 齿数为 60,第四传动齿轮 10 齿数为 72,第五传动齿轮 23 齿数为 67,第六传动齿轮 13 齿数为 75,第七传动齿轮 21 齿数为 65,第八传动齿轮齿数 17 齿数为 80,主减速器主动齿轮 18 齿数为 23,主减速器被动齿轮 16 齿数为 84。行星齿轮各齿数如表 1 所示,传动齿轮各齿数如表 2 所示。

[0041] 表 1 各行星排齿轮齿数

[0042]

	齿圈齿数	行星轮齿数	太阳轮齿数
第一行星排	62	20	22
第二行星排	72	18	36
第三行星排	90	19	50

[0043] 各行星排齿轮以及传动齿轮在不同挡位的工作情况如表 2 所示。

[0044] 表 2 各行星排齿轮以及传动齿轮在不同挡位的工作情况

[0045]

	第一行星排	第二行星排	第三行星排	第一、第二传动齿轮副	第三、第四传动齿轮副	第五第六传动齿轮副	第七、第八传动齿轮副
一档	●					●	
二档		●		●			
三档			●				●
四档			●				●
五档		●		●			
R档	●				●		

[0046] 该行星齿轮结构包括的离合器和制动器的挡位工作情况如表 3 所示。

[0047] 表 3 离合器和制动器的挡位工作情况

[0048]

	第一 制动器 26	第二 制动器 8	第三 制动器 12	第四 制动器 24	第一 离合器 11	第二 离合器 9
一档	●					
二档		●				
三档			●			
四档					●	
五档						●
R档				●		

[0049] 通过离合器和制动器的不同组合,可以实现行星机构不同速比的选择。

[0050] 本实用新型中五个前进挡位中,其中四挡和五挡为高效传动挡位,传动效率明显高于其他同类型五挡自动变速器。行星排齿轮及传动齿轮均使用的为微线段齿轮,其特殊齿形可以有效地减小齿轮的尺寸,同时可以大大提高齿轮副的传动效率和强度。

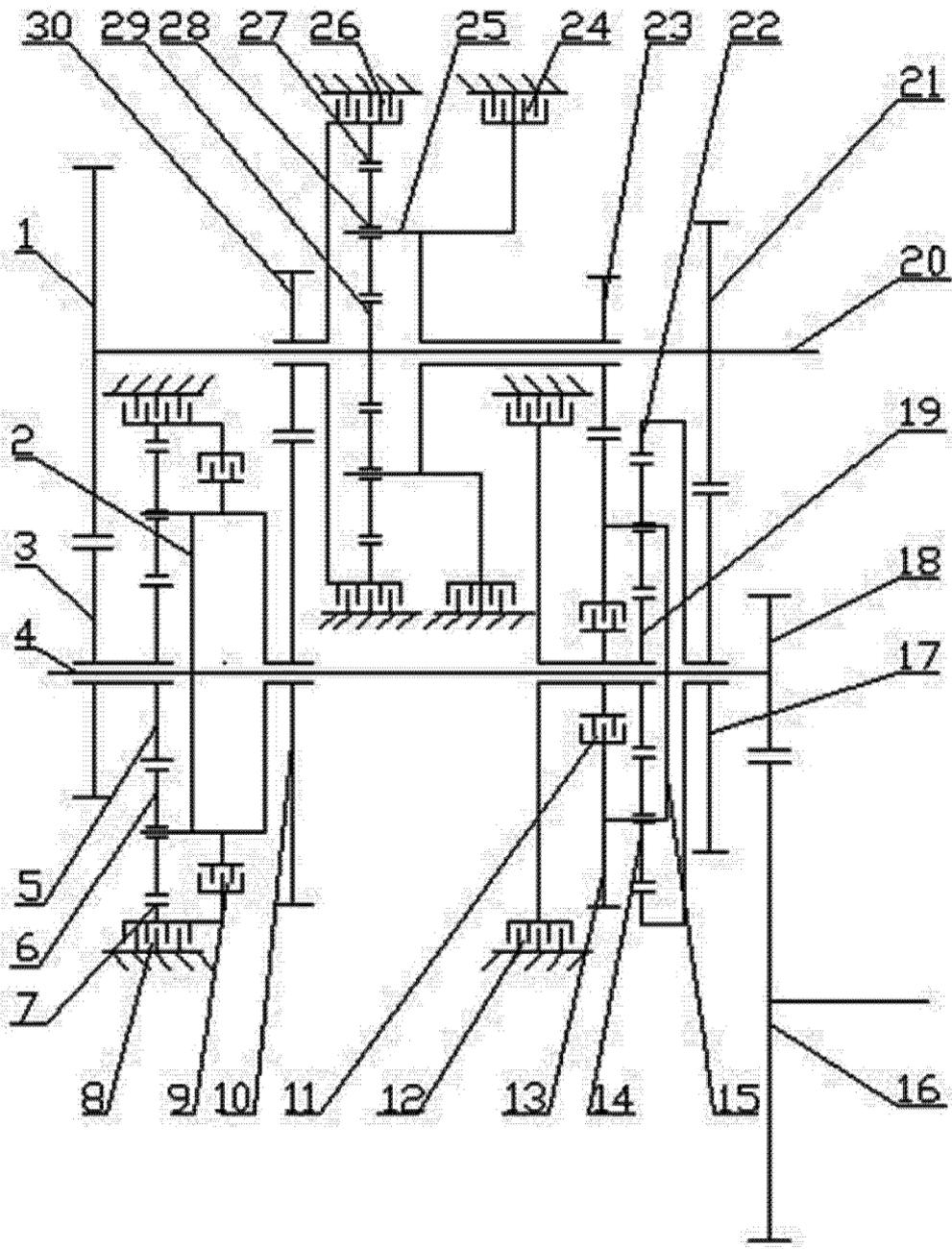


图 1

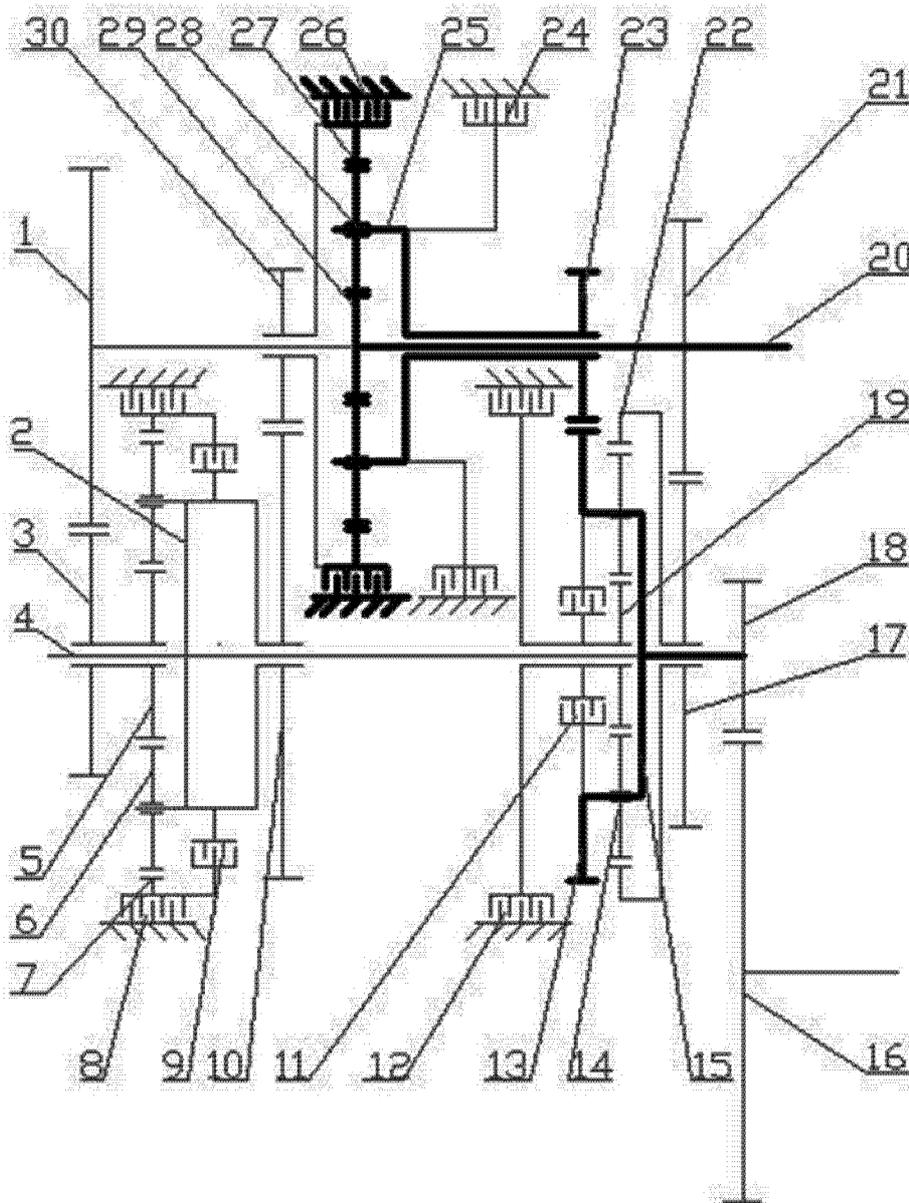


图 2

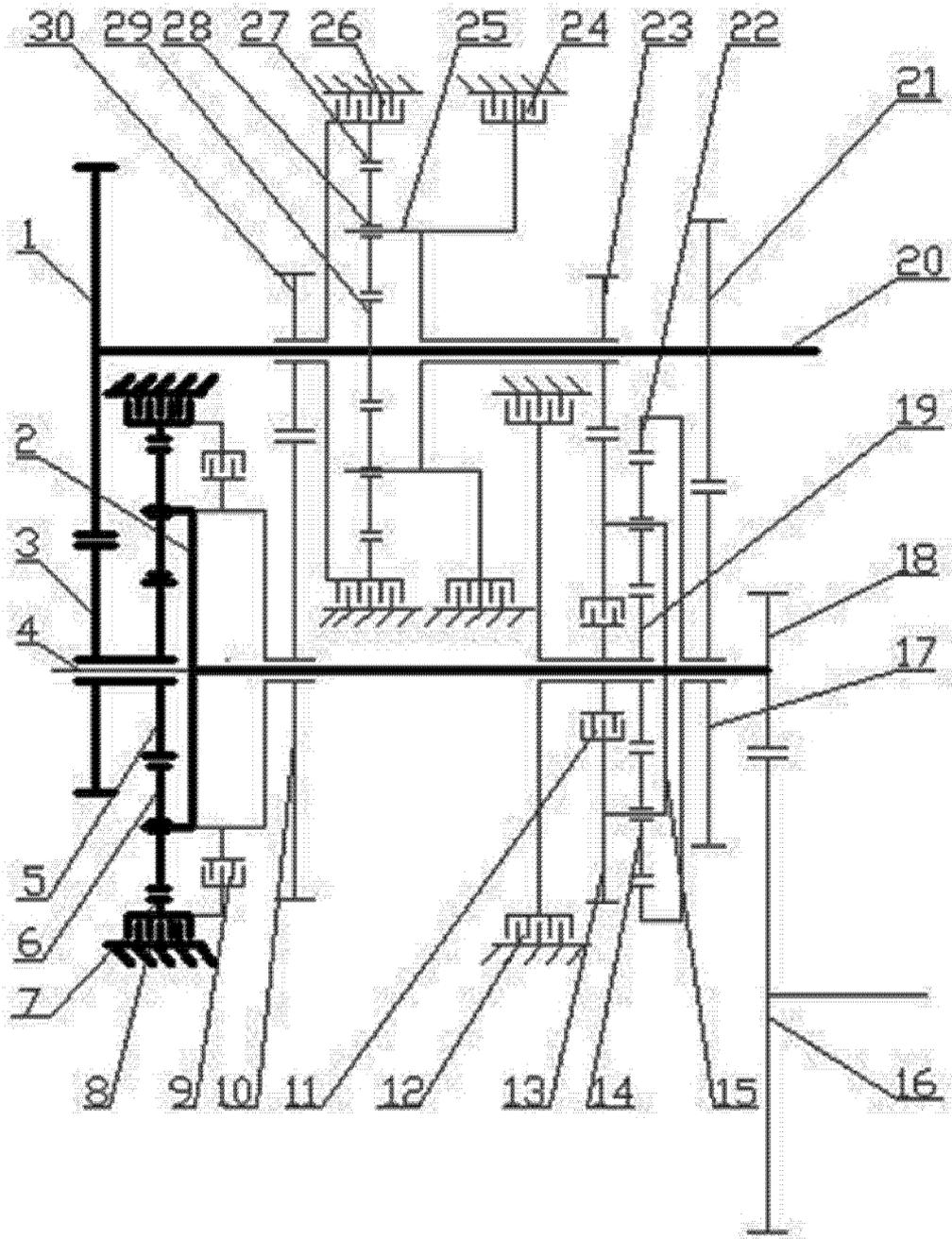


图 3

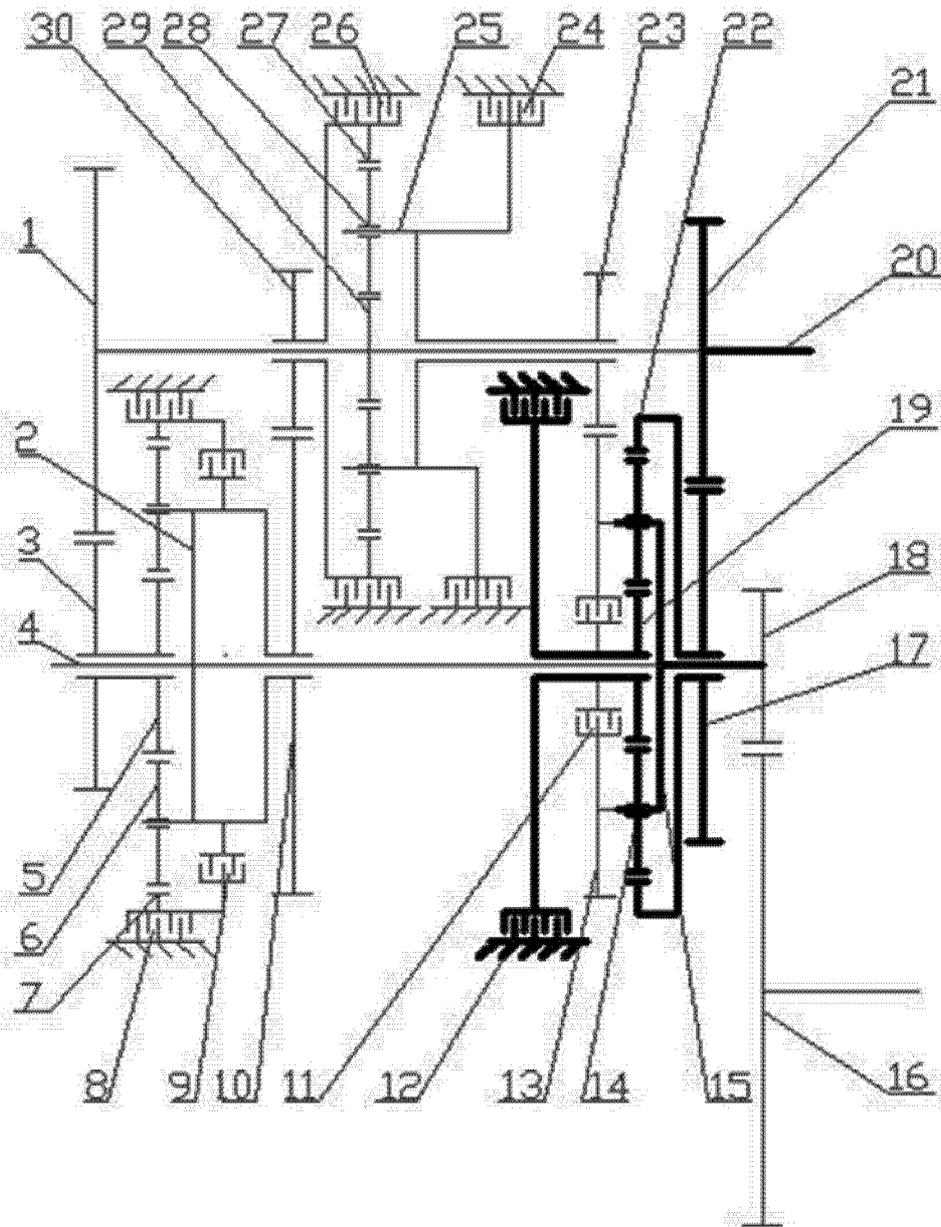


图 4

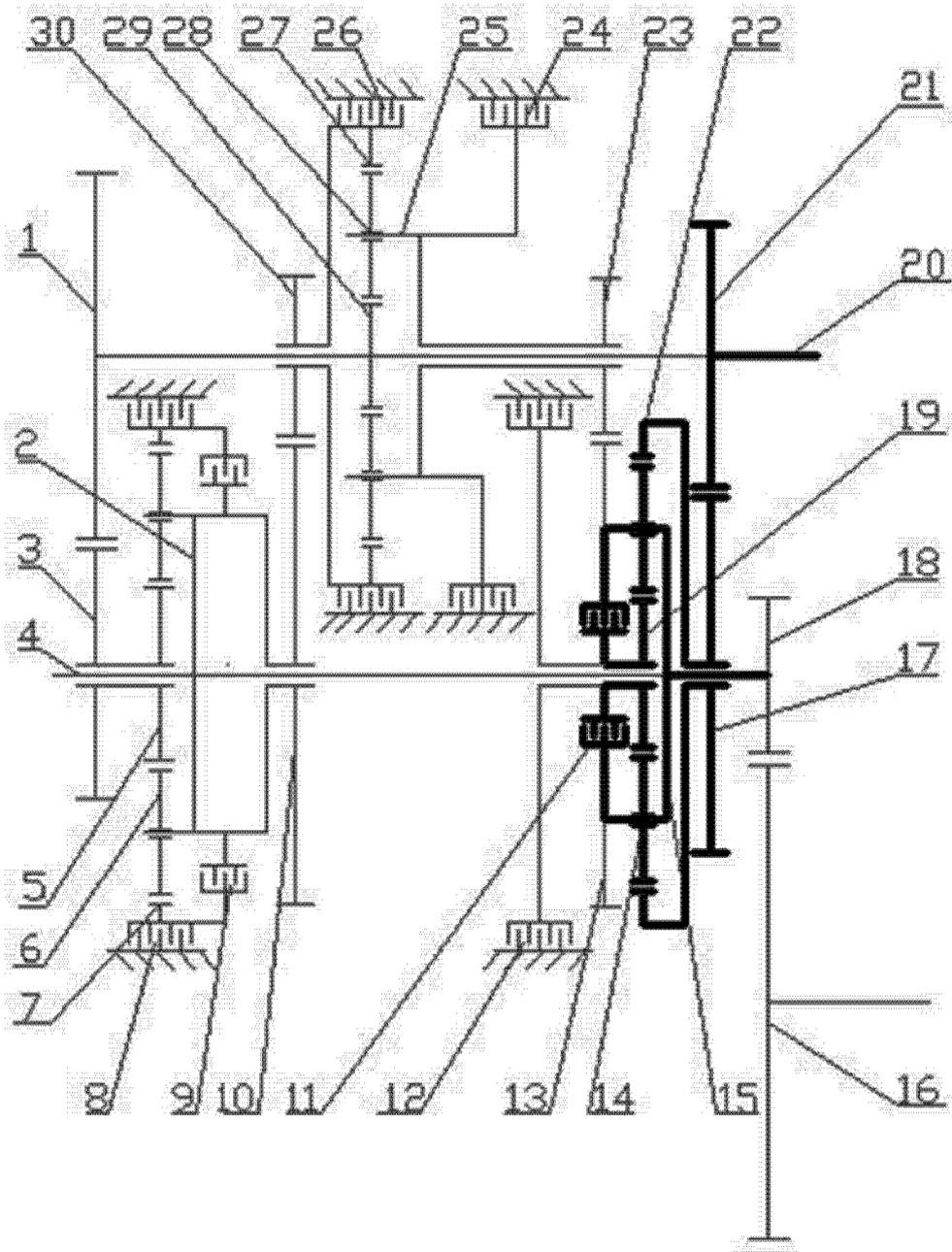


图 5

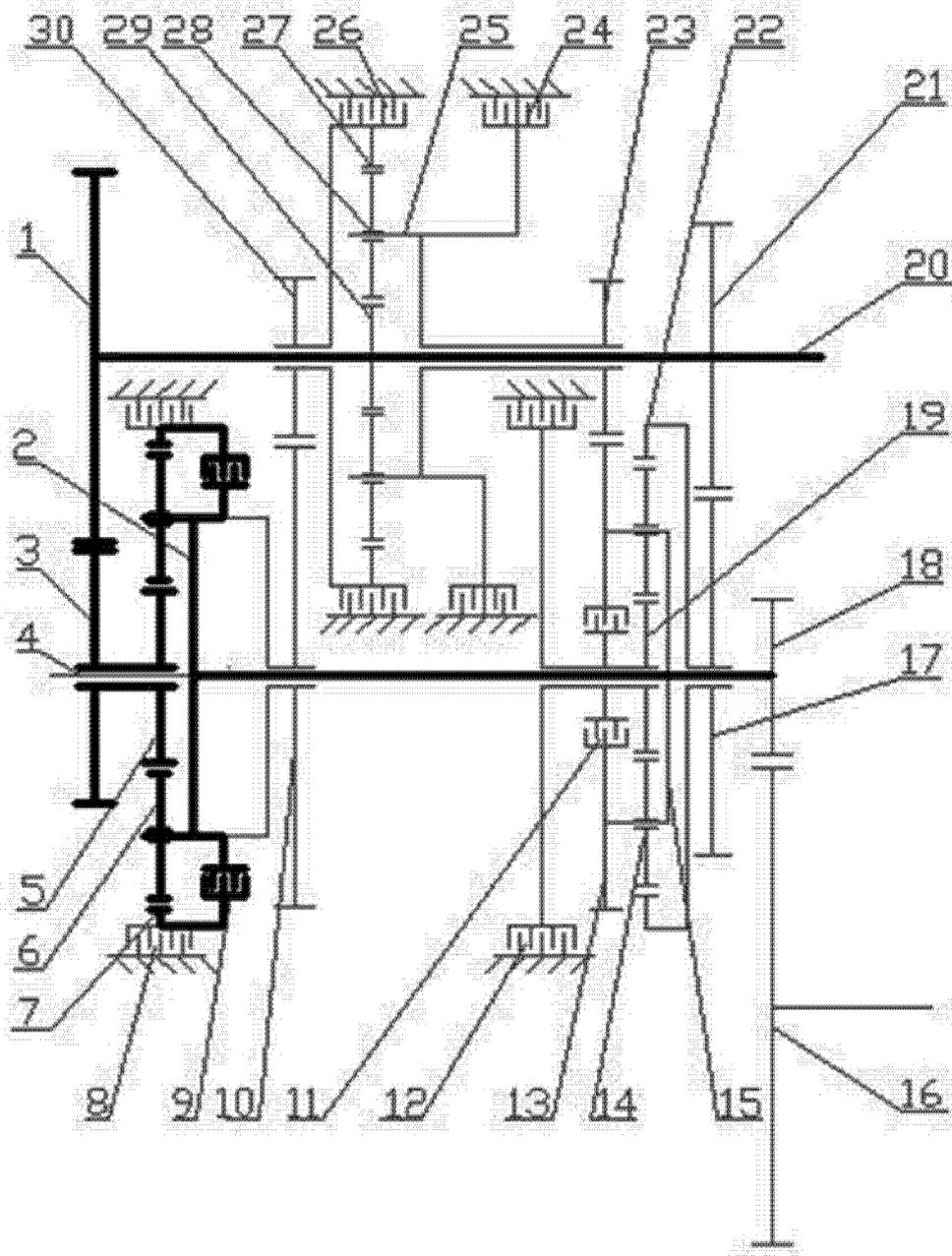


图 6

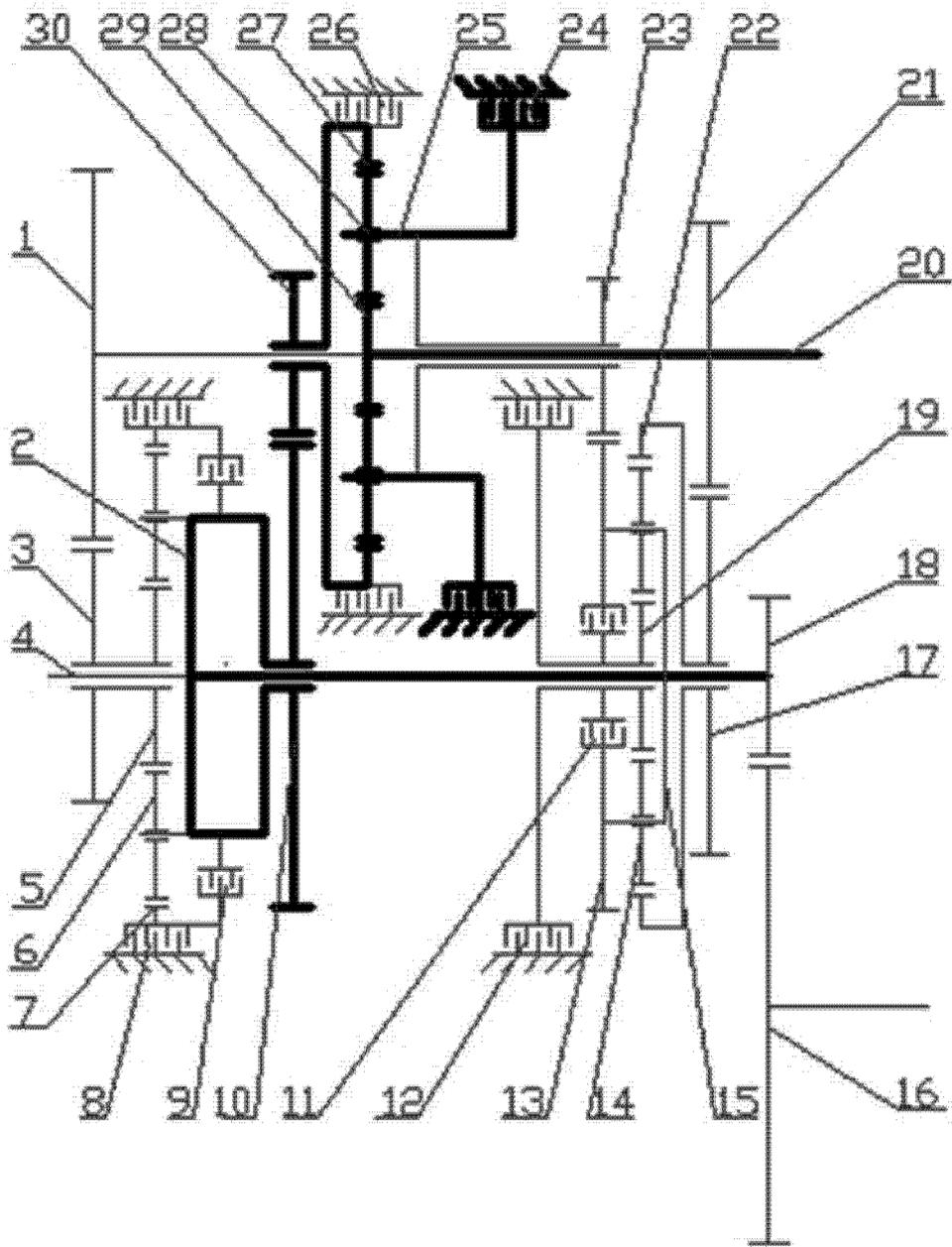


图 7