



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 103851138 B

(45) 授权公告日 2016. 01. 06

(21) 申请号 201410109851. X

CN 101324260 A, 2008. 12. 17,

(22) 申请日 2014. 03. 21

CN 101382185 A, 2009. 03. 11,

CN 101469762 A, 2009. 07. 01,

(73) 专利权人 上海中科深江电动车辆有限公司
地址 201821 上海市嘉定区叶城路 1631 号

审查员 刘宇

(72) 发明人 夏承钢 孙江明

(74) 专利代理机构 北京同立钧成知识产权代理有限公司 11205

代理人 刘芳

(51) Int. Cl.

F16H 3/46(2006. 01)

F16H 61/04(2006. 01)

(56) 对比文件

US 2008/0020889 A1, 2008. 01. 24,

KR 10-1251532 B1, 2013. 04. 05,

EP 1950454 A1, 2008. 07. 30,

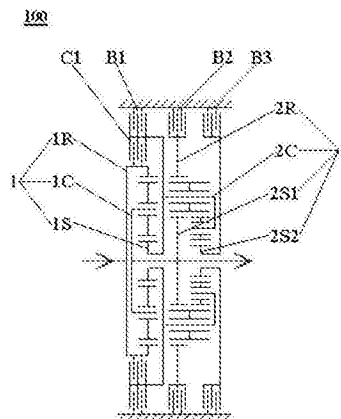
权利要求书2页 说明书6页 附图1页

(54) 发明名称

行星变速机构及变速箱

(57) 摘要

本发明提供一种行星变速机构及变速箱,行星变速机构包括:第一行星排、第二行星排、第一制动器、第二制动器、第三制动器和离合器;其中,第一行星排包括:第一太阳轮、第一齿圈和第一行星架;第一制动器用于制动第一太阳轮、离合器用于连接所述第一齿圈和所述第一太阳轮;第二行星排包括:第二大太阳轮、第二小太阳轮、第二齿圈和第二行星架;第一太阳轮和第二行星架连接,第一行星架和所述第二大太阳轮连接,第二制动器用于制动所述第二齿圈,所述第三制动器用于制动所述第二小太阳轮。上述行星变速机构具有两个自由度,实现了换挡元件接合的全部有序化,简化了换挡控制系统,易于保证换挡平稳性。



1. 一种行星变速机构,其特征在于,包括:

第一行星排、第二行星排、第一制动器、第二制动器、第三制动器和离合器;

其中,所述第一行星排包括:第一太阳轮、第一齿圈和第一行星架;

所述第一制动器用于制动所述第一太阳轮、所述离合器用于连接所述第一齿圈和所述第一太阳轮;

所述第二行星排包括:第二大太阳轮、第二小太阳轮、第二齿圈和第二行星架;

所述第一太阳轮和所述第二行星架连接,所述第一行星架和所述第二大太阳轮连接,所述第二制动器用于制动所述第二齿圈,所述第三制动器用于制动所述第二小太阳轮。

2. 根据权利要求1所述的行星变速机构,其特征在于,所述第一齿圈为所述行星变速机构的输入端,所述第二大太阳轮为所述行星变速机构的输出端;

或者,

所述第二大太阳轮为所述行星变速机构的输入端,所述第一齿圈为所述行星变速机构的输出端。

3. 根据权利要求1所述的行星变速机构,其特征在于,所述第二制动器接合,所述离合器、第一制动器和所述第三制动器均分离时,所述行星变速机构实现一档;

或者,

所述第一制动器接合,所述离合器、第二制动器和所述第三制动器均分离时,所述行星变速机构实现二挡;

或者,

所述第三制动器接合,所述离合器、第一制动器和所述第二制动器均分离时,所述行星变速机构实现三挡;

或者,

所述离合器接合,所述第一制动器、第二制动器和所述第三制动器均分离时,所述行星变速机构实现四挡;

其中,所述行星变速机构实现从一档到四挡,所述行星变速机构实现的速比依次变化。

4. 根据权利要求3所述的行星变速机构,其特征在于,若所述第一齿圈为所述行星变速机构的输入端,所述第二大太阳轮为所述行星变速机构的输出端;

所述行星变速机构实现的一挡速比范围为 $1.66667 \sim 1.25$;

所述行星变速机构实现的二挡速比范围为 $1.5333 \sim 1.15$;

所述行星变速机构实现的三挡速比范围为 $1.3333 \sim 1.125$ 。

5. 根据权利要求3所述的行星变速机构,其特征在于,若所述第二大太阳轮为所述行星变速机构的输入端,所述第一齿圈为所述行星变速机构的输出端;

所述行星变速机构实现的一挡速比范围为 $0.59999 \sim 0.8$;

所述行星变速机构实现的二挡速比范围为 $0.86957 \sim 0.65219$;

所述行星变速机构实现的三挡速比范围为 $0.75002 \sim 0.88889$ 。

6. 根据权利要求1至5任一所述的行星变速机构,其特征在于:

所述第一制动器为机械式换挡元件、液压式换挡元件或者气动式换挡元件;

所述第二制动器为所述机械式换挡元件、液压式换挡元件或者气动式换挡元件;

所述第三制动器为所述机械式换挡元件、液压式换挡元件或者气动式换挡元件。

-
7. 根据权利要求 1 至 5 任一项所述的行星变速机构,其特征在于:
所述离合器为机械式换挡元件、液压式换挡元件或者气动式换挡元件。
 8. 一种变速箱,其特征在于,包括如上权利要求 1 至 7 任一项所述的行星变速机构。

行星变速机构及变速箱

技术领域

[0001] 本发明涉及行星变速传动技术,尤其涉及一种行星变速机构及变速箱。

背景技术

[0002] 现有技术中公开一种行星变速机构,如公开号为 EP1950454A1 的四挡变速机构,该四挡变速机构包括两个三元件行星排和四个换挡元件,例如两个换挡制动器和两个换挡离合器。每次接合两个换挡元件可实现一个挡位,共可实现三个速比略大于 1(或略小于 1)的挡位和一个速比等于 1 的直接挡。

[0003] 上述四挡变速机构属于三自由度行星变速机构,且在一挡换二挡,三挡换四挡时各需要分离一个换挡元件并接合另一个换挡元件,但二挡换三挡时需要分离两个换挡元件并接合另外两个换挡元件。由此,上述四挡变速机构仅实现了换挡元件接合的部分有序化,增加了换挡控制系统的复杂性,也不易于保证换挡平稳性。

发明内容

[0004] 为解决现有技术中的缺陷,本发明提供一种行星变速机构及变速箱,简化换挡控制系统,易于保证换挡平稳性。

[0005] 第一方面,本发明提供一种行星变速机构,包括:

[0006] 第一行星排、第二行星排、第一制动器、第二制动器、第三制动器和离合器;

[0007] 其中,所述第一行星排包括:第一太阳轮、第一齿圈和第一行星架;

[0008] 所述第一制动器用于制动所述第一太阳轮、所述离合器用于连接所述第一齿圈和所述第一太阳轮;

[0009] 所述第二行星排包括:第二大太阳轮、第二小太阳轮、第二齿圈和第二行星架;

[0010] 所述第一太阳轮和所述第二行星架连接,所述第一行星架和所述第二大太阳轮连接,所述第二制动器用于制动所述第二齿圈,所述第三制动器用于制动所述第二小太阳轮。

[0011] 上述行星变速机构,其中,所述第一齿圈为所述行星变速机构的输入端,所述第二大太阳轮为所述行星变速机构的输出端;

[0012] 或者,

[0013] 所述第二大太阳轮为所述行星变速机构的输入端,所述第一齿圈为所述行星变速机构的输出端。

[0014] 上述行星变速机构,其中,所述第二制动器接合,所述离合器、第一制动器和所述第三制动器均分离时,所述行星变速机构实现一档;

[0015] 或者,

[0016] 所述第一制动器接合,所述离合器、第二制动器和所述第三制动器均分离时,所述行星变速机构实现二挡;

[0017] 或者,

[0018] 所述第三制动器接合,所述离合器、第一制动器和所述第二制动器均分离时,所述

行星变速机构实现三挡；

[0019] 或者，

[0020] 所述离合器接合，所述第一制动器、第二制动器和所述第三制动器均分离时，所述行星变速机构实现四挡；

[0021] 其中，所述行星变速机构实现从一档到四挡，所述行星变速机构实现的速比依次变化。

[0022] 上述行星变速机构，其中，若所述第一齿圈为所述行星变速机构的输入端，所述第二大太阳轮为所述行星变速机构的输出端；

[0023] 所述行星变速机构实现的一挡速比范围为 $1.66667 \sim 1.25$ ；

[0024] 所述行星变速机构实现的二挡速比范围为 $1.5333 \sim 1.15$ ；

[0025] 所述行星变速机构实现的三挡速比范围为 $1.3333 \sim 1.125$ 。

[0026] 上述行星变速机构，其中，若所述第二大太阳轮为所述行星变速机构的输入端，所述第一齿圈为所述行星变速机构的输出端；

[0027] 所述行星变速机构实现的一挡速比范围为 $0.59999 \sim 0.8$ ；

[0028] 所述行星变速机构实现的二挡速比范围为 $0.86957 \sim 0.65219$ ；

[0029] 所述行星变速机构实现的三挡速比范围为 $0.75002 \sim 0.88889$ 。

[0030] 上述行星变速机构，其中，

[0031] 所述第一制动器为所述机械式换挡元件、液压式换挡元件或者气动式换挡元件；

[0032] 所述第二制动器为所述机械式换挡元件、液压式换挡元件或者气动式换挡元件；

[0033] 所述第三制动器为所述机械式换挡元件、液压式换挡元件或者气动式换挡元件；

[0034] 上述行星变速机构，其中，

[0035] 所述离合器为所述机械式换挡元件、液压式换挡元件或者气动式换挡元件。

[0036] 由上述技术方案可知，本发明的行星变速机构，通过设置两个行星排、三个制动器和一个离合器，且第一制动器制动第一行星排的第一太阳轮、离合器连接第一行星排的第一齿圈和第一太阳轮；第二制动器制动第二行星排的第二齿圈，第三制动器制动第二行星排的第二小太阳轮，实现了行星变速机构在换挡过程中分离一个换挡元件同时结合另一个换挡元件，实现了换挡元件接合的全部有序化，简化了换挡控制系统，易于保证换挡平稳性。

[0037] 第二方面，本发明还提供一种变速箱，其包括上述任一所述的行星变速机构。

[0038] 由上述技术方案可知，本发明的变速箱，通过设置两个行星排、三个制动器和一个离合器，且第一制动器制动第一行星排的第一太阳轮、离合器连接第一行星排的第一齿圈和第一太阳轮；第二制动器制动第二行星排的第二齿圈，第三制动器制动第二行星排的第二小太阳轮，实现了变速箱在换挡过程中分离一个换挡元件同时结合另一个换挡元件，实现了换挡元件接合的全部有序化，简化了换挡控制系统，易于保证换挡平稳性。

附图说明

[0039] 图 1 为本发明一实施例提供的行星变速机构的结构原理图。

[0040] 附图标记：

[0041] 100：行星变速机构；

[0042] 1:第一行星排;1S:第一太阳轮;1R:第一齿圈;1C:第一行星架;

[0043] 2:第二行星排;2S1:第二大太阳轮;2S2:第二小太阳轮;2R:第二齿圈;2C:第二行星架;

[0044] C1:离合器;B1:第一制动器;B2:第二制动器;B3:第三制动器。

具体实施方式

[0045] 图1示出了本发明一实施例提供的行星变速机构的结构原理图,参照图1所示,行星变速机构100包括:第一行星排1、第二行星排2、第一制动器B1、第二制动器B2、第三制动器B3和离合器C1。

[0046] 在本实施例中,第一行星排1为三元件行星排;第二行星排2为四元件复式行星排。

[0047] 其中,所述第一行星排1包括:第一太阳轮1S、第一齿圈1R和第一行星架1C;

[0048] 所述第二行星排2包括:第二大太阳轮2S1、第二小太阳轮2S2、第二齿圈2R和第二行星架2C。

[0049] 上述的第一制动器B1用于制动所述第一太阳轮1S、所述离合器C1用于连接所述第一齿圈1R和所述第一太阳轮1S;

[0050] 上述的第一太阳轮1S和所述第二行星架2C连接,所述第一行星架1C和所述第二大太阳轮2S1连接,所述第二制动器B2用于制动所述第二齿圈2R,所述第三制动器B3用于制动所述第二小太阳轮2S2。

[0051] 上述行星排中均包括行星轮,且行星轮、行星架、太阳轮、齿圈等各部件的连接关系为业内公知,举例来说,在第一行星排1中,第一太阳轮1S与第一齿圈1R同轴设置,至少两个第一行星轮设置在第一太阳轮1S和第一齿圈1R之间,并通过第一行星架1C互相连接。本实施例不对行星排的结构进行详述。

[0052] 在本实施例中,所述第一齿圈1R可为所述行星变速机构100的输入端,所述第二大太阳轮2S1可为所述行星变速机构100的输出端;

[0053] 或者,所述第二大太阳轮2S1为所述行星变速机构100的输入端,所述第一齿圈1R可为所述行星变速机构100的输出端。

[0054] 本实施例的行星变速机构,通过设置两个行星排、三个制动器和一个离合器,且第一制动器制动第一行星排的第一太阳轮、离合器连接第一行星排的第一齿圈和第一太阳轮;第二制动器制动第二行星排的第二齿圈,第三制动器制动第二行星排的第二小太阳轮,实现了行星变速机构在换挡过程中分离一个换挡元件同时结合另一个换挡元件,实现了换挡元件接合的全部有序化,简化了换挡控制系统,易于保证换挡平稳性。

[0055] 应说明的是,本领域中换挡元件接合的有序化是指相邻挡位的变换只需要分离一个换挡元件并接合另一个换挡元件,如果所有相邻挡都实现了有序化,则称换挡元件接合的全部有序化。如果还存在挡位变换时需要分离两个换挡元件同时接合另外两个换挡元件,则仅实现了换挡元件接合的部分有序化,现有技术中的四挡行星变速机构只实现了部分有序化。

[0056] 在本实施例中,换挡元件接合有序化的优点包括:第一、使换挡控制系统显著简化(液控、电控或液电控制等);第二、减少换挡冲击,由于只接合一个换挡元件实现换挡,易于

保证换挡平稳性,若同时接合两个换挡元件换挡,不易同步协调而产生较显著的换挡冲击,而为了减少换挡冲击,操纵系统就不可避免地要设计得复杂些。与现有技术相比,在保证同样的换挡平稳性前提下,本实施例行星变速机构的换挡控制系统更简单。

[0057] 可选地,在具体应用过程中,前述的第一制动器 B1 可为所述机械式换挡元件、液压式换挡元件或者气动式换挡元件;前述的第二制动器 B2 可为所述机械式换挡元件、液压式换挡元件或者气动式换挡元件;前述的第三制动器 B3 为所述机械式换挡元件、液压式换挡元件或者气动式换挡元件;前述的离合器 C1 为所述机械式换挡元件、液压式换挡元件或者气动式换挡元件。

[0058] 举例来说,本实施例中行星变速机构 100 可进行四挡变速,具体地,在所述行星变速机构 100 挂一档时,所述第二制动器 B2 接合,所述离合器 C1、第一制动器 B1 和所述第三制动器 B3 均分离。即,第二制动器 B2 接合,所述离合器 C1 分离、第一制动器 B1 分离、所述第三制动器 B3 分离时,行星变速机构 100 实现一档。

[0059] 所述第一制动器 B1 接合,所述离合器 C1、第二制动器 B2 和所述第三制动器 B3 均分离时,所述行星变速机构 100 实现二挡。

[0060] 所述第三制动器 B3 接合,所述离合器 C1、第一制动器 B1 和所述第二制动器 B2 均分离时,所述行星变速机构 100 实现三挡。

[0061] 所述离合器 C1 接合,所述第一制动器 B1、第二制动器 B2 和所述第三制动器 B3 均分离时,所述行星变速机构 100 实现四挡。

[0062] 上述的均分离指的是每个换挡元件由接合状态转为分离状态。

[0063] 也就是说,在换挡过程中,可每次只接合一个换挡元件,分离一个换挡元件。即,从一个挡位转换另一个挡位时,旧挡位对应的换挡元件要分离,新挡位对应的换挡元件要接合。

[0064] 本实施例中的行星变速机构,若所述第一齿圈 C1 为所述行星变速机构 100 的输入端,所述第二大太阳轮 2S1 为所述行星变速机构 100 的输出端;

[0065] 所述行星变速机构可实现的一挡速比范围为 $1.66667 \sim 1.25$;

[0066] 所述行星变速机构可实现的二挡速比范围为 $1.5333 \sim 1.15$;

[0067] 所述行星变速机构可实现的三挡速比范围为 $1.3333 \sim 1.125$ 。

[0068] 可选地,若所述第二大太阳轮 2S1 为所述行星变速机构 100 的输入端,所述第一齿圈 C1 为所述行星变速机构 100 的输出端;

[0069] 所述行星变速机构可实现的一挡速比范围为 $0.59999 \sim 0.8$;

[0070] 所述行星变速机构可实现的二挡速比范围为 $0.86957 \sim 0.65219$;

[0071] 所述行星变速机构可实现的三挡速比范围为 $0.75002 \sim 0.88889$ 。

[0072] 本实施例中的速比为行星变速机构的每个挡位实现的传动比,排挡比为相邻挡位速比之比,挡差为相邻挡位速比之差。

[0073] 本实施例中的行星变速机构为两自由度行星变速机构。应理解的是,业内确定变速机构的自由度具体方法为:一个挡位需要同时接合几个换挡元件,则再加 1。由此,现有技术中的变速机构至少具有三个自由度,而本实施例中的行星变速机构仅为两个自由度,进而可简化换挡控制系统。

[0074] 下面结合表 1 验证上述行星变速机构的挡位速比范围,也即由行星排结构特征参

数确定的行星变速机构各挡位可能实现的速比范围。

[0075] 在表 1 中列出了根据行星变速机构 100 的行星排运动学方程求得的挡位速比,其中 k_1 、 k_{21} 与 k_{22} 分别是第一、第二行星排的结构特征参数。

[0076] 具体地, k_1 为第一齿圈 1R 与第一太阳轮 1S 的齿数比,取值范围可为 1.5 ~ 4; k_{21} 为第二齿圈 2R 与第二大太阳轮 2S1 的齿数比,取值范围可为 1.5 ~ 4; k_{22} 为第二齿圈 2R 与第二小太阳轮 2S2 的齿数比,取值范围可为 1.5 ~ 4。

[0077] 表 1 为行星变速机构的换挡元件状态表(× 分离,○ 接合)。

[0078] 表一

[0079]

挡位	C1	B1	B2	B3	挡位速比 i_n
1 挡	×	×	○	×	$\frac{1+k_1}{k_1}$
2 挡	×	○	×	×	$\frac{k_1+k_{21}+k_1k_{21}}{k_1+k_1k_{21}}$
3 挡	×	×	×	○	$\frac{k_{21}+k_1k_{21}+k_1k_{22}}{k_1k_{21}+k_1k_{22}}$
4 挡	○	×	×	×	1

[0080] 各挡位可实现的速比范围取决于行星排结构特征参数。具体地,根据上述表 1 中的挡位速比公式和 k_1 、 k_{21} 与 k_{22} 的取值范围,将 k_1 、 k_{21} 与 k_{22} 的数值套用表 1 中公式计算后可知由行星排结构特征参数决定的可实现的一挡速比范围为 1.66667 ~ 1.25,可实现的二挡速比范围为 1.5333 ~ 1.15,可实现的三挡速比范围为 1.3333 ~ 1.125。

[0081] 表 2 按等比级数配置的挡位速比具体数值表

[0082]

挡位	速比	对应的 k_1 、 k_{21} 与 k_{22}	速比	对应的 k_1 、 k_{21} 与 k_{22}
1 挡	1.66667	$k_1=1.5$ $k_{21}=1.55480$ $k_{22}=4.02907$	1.25	$k_1=4.0$ $k_{21}=1.79018$ $k_{22}=4.00553$
2 挡	1.40572		1.1604	
3 挡	1.18563		1.07722	
4 挡	1		1	

[0083] 表 2 是按等比级数配置的挡位速比具体数值表。根据 1 挡速比范围,也即根据一档的最大速比和最小速比,并按照等比级数配置四个挡位,求出最大排挡比和最小排挡比,相应的 k_1 、 k_{21} 与 k_{22} 也列在表中,可见排挡比(其在数值上等于三挡速比)介于 1.07722 和 1.18563 之间。

[0084] 表 3 按等差级数配置的挡位速比具体数值表

[0085]

挡位	速比	对应的 k_1 、 k_{21} 与 k_{22}	速比	对应的 k_1 、 k_{21} 与 k_{22}
1挡	1.66667	$k_1=1.5$ $k_{21}=2.00002$ $k_{22}=4.00002$	1.25	$k_1=4.0$ $k_{21}=2.0$ $k_{22}=4.0$
2挡	1.44445		1.16667	
3挡	1.22222		1.08333	
4挡	1		1	

[0086] 表 3 是按等差级数配置的挡位速比具体数值表。根据 1 挡速比的范围,也即根据一挡的最大速比和最小速比,并按照等差级数配置四个挡位,求出最大挡差和最小挡差,相应的 k_1 、 k_{21} 与 k_{22} 也列在表中,可见挡差(其在数值上等于三挡速比 -1)介于 0.08333 和 0.222222 之间。

[0087] 应说明的是,上述行星变速机构的速比除了可以按照等比级数或等差级数来配置,也可以根据实际需要按照其它规律进行灵活选择。

[0088] 上述行星变速机构为减速机构,如果将其输入端和输出端对调,则可得到增速机构,可实现的一挡速比范围为 0.59999 ~ 0.8,可实现的二挡速比范围为 0.86957 ~ 0.65219,可实现的三挡速比范围为 0.75002 ~ 0.88889。其排挡比或挡差可据类似分析得到,于此不再赘述。

[0089] 在实现给定数值速比时,现有技术只有两个行星排结构特征参数可选,而本实施例中的行星变速机构具有三个结构特征参数,即前者是两个未知数三个方程,而后者是三个未知数三个方程,因此,如果给定一、二、三挡的速比数值,现有技术只能精确实现两个,而本实施例中的行星变速机构却可以精确实现三个。在精确实现给定数值速比上,本实施例中的行星变速机构明显优于现有技术中的行星变速机构,设计自由度更大。

[0090] 另外,本发明还提供一种变速箱,该变速箱可包括上述任意实施例所述的行星变速机构。

[0091] 结合上述行星变速机构的相关说明,本实施例的变速箱,通过设置两个行星排、三个制动器和一个离合器,且第一制动器制动第一行星排的第一太阳轮、离合器连接第一行星排的第一齿圈和第一太阳轮;第二制动器制动第二行星排的第二齿圈,第三制动器制动第二行星排的第二小太阳轮,实现了变速箱在换挡过程中分离一个换挡元件同时结合另一个换挡元件,实现了换挡元件接合的全部有序化,简化了换挡控制系统,易于保证换挡平稳性。

[0092] 最后应说明的是:以上各实施例仅用以说明本发明的技术方案,而非对其限制;尽管参照前述各实施例对本发明进行了详细的说明,本领域的普通技术人员应当理解:其依然可以对前述各实施例所记载的技术方案进行修改,或者对其中部分或者全部技术特征进行等同替换;而这些修改或者替换,并不使相应技术方案的本质脱离本发明各实施例技术方案的范围。

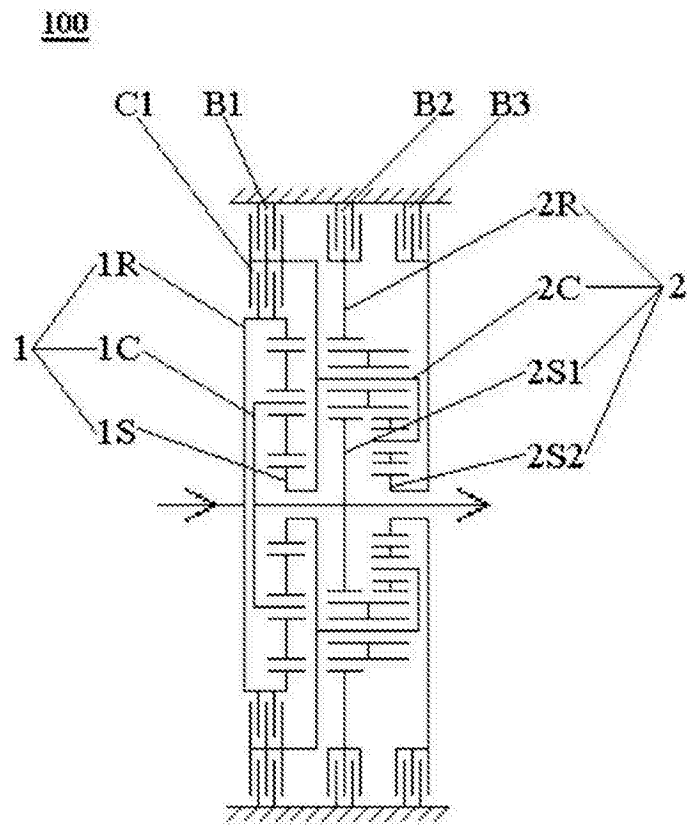


图 1