



## (12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 103640468 A

(43) 申请公布日 2014. 03. 19

(21) 申请号 201310713417. 8

(22) 申请日 2013. 12. 20

(71) 申请人 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

(72) 发明人 夏承钢 孙江明

(74) 专利代理机构 上海智信专利代理有限公司  
31002

代理人 王洁 郑暄

(51) Int. Cl.

B60K 17/06 (2006. 01)

B62D 11/04 (2006. 01)

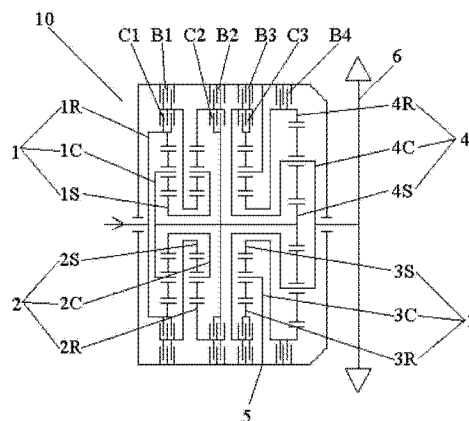
权利要求书3页 说明书11页 附图4页

### (54) 发明名称

侧变速箱及具有该侧变速箱的电传动装置

### (57) 摘要

本发明提供了一种侧变速箱及具有该侧变速箱的电传动装置,其用作高机动性履带车辆双侧变速兼转向传动系,包括四个三元件行星排、三个离合器、四个制动器和箱体,具有低挡制动挡、低挡第三转向挡、低挡第二转向挡、低挡第一转向挡、低挡、高挡制动挡、高挡第三转向挡、高挡第二转向挡、高挡第一转向挡和高挡,低挡和高挡的速比根据直驶性能需求设置,低挡第三转向挡、低挡第二转向挡、低挡第一转向挡、高挡第三转向挡、高挡第二转向挡和高挡第一转向挡的速比根据转向性能需求设置,可以实现多个足够大的规定相对转向半径。因此,根据本发明可以得到一种直驶性能和转向性能均较优的侧变速箱及具有该侧变速箱的电传动装置。



1. 一种侧变速箱,其用作高机动性履带车辆双侧变速兼转向传动系,包括:第一行星排,其为三元件行星排,包括第一太阳轮、第一齿圈和第一行星架;第二行星排,其为三元件行星排,包括第二太阳轮、第二齿圈和第二行星架;第三行星排,其为三元件行星排,包括第三太阳轮、第三齿圈和第三行星架;第四行星排,其为三元件行星排,包括第四太阳轮、第四齿圈和第四行星架;箱体;其特征在于:

所述侧变速箱还包括:第一制动器,其用于制动所述第二太阳轮;第二制动器,其用于制动所述第二齿圈;第三制动器,其用于制动所述第四行星架;第四制动器,其用于制动所述第四齿圈;第一离合器,其用于连接所述第一齿圈和所述第二太阳轮;第二离合器,其用于连接所述第二齿圈和所述第四太阳轮;第三离合器,其用于连接所述第三齿圈和所述第四行星架;以及

所述第一齿圈作为所述侧变速箱的输入端,所述第一行星架与所述第四太阳轮相连接,所述第一太阳轮与所述第二行星架相连接,所述第三行星架与所述箱体固接,所述第三太阳轮与所述第四齿圈相连接,所述第四行星架作为所述侧变速箱的输出端与主动轮直接连接。

2. 根据权利要求1所述的侧变速箱,其特征在于,

所述侧变速箱具有低挡和高挡,所述低挡设置有三个转向挡,包括低挡第三转向挡、低挡第二转向挡、低挡第一转向挡;

所述的高挡设置有三个转向挡,包括高挡第三转向挡、高挡第二转向挡和高挡第一转向挡,其中,

当所述第一离合器分离,所述第一制动器接合,所述第二离合器分离,所述第二制动器接合,所述第三离合器接合,所述第三制动器分离,所述第四制动器分离时,所述侧变速箱实现所述低挡第三转向挡;

当所述第一离合器接合,所述第一制动器分离,所述第二离合器分离,所述第二制动器接合,所述第三离合器接合,所述第三制动器分离,所述第四制动器分离时,所述侧变速箱实现所述低挡第二转向挡;

当所述第一离合器分离,所述第一制动器接合,所述第二离合器接合,所述第二制动器分离,所述第三离合器接合,所述第三制动器分离,所述第四制动器分离时,所述侧变速箱实现所述低挡第一转向挡;

当所述第一离合器接合,所述第一制动器分离,所述第二离合器接合,所述第二制动器分离,所述第三离合器接合,所述第三制动器分离,所述第四制动器分离时,所述侧变速箱实现所述低挡;

当所述第一离合器分离,所述第一制动器接合,所述第二离合器分离,所述第二制动器接合,所述第三离合器分离,所述第三制动器分离,所述第四制动器接合时,所述侧变速箱实现所述高挡第三转向挡;

当所述第一离合器接合,所述第一制动器分离,所述第二离合器分离,所述第二制动器接合,所述第三离合器分离,所述第三制动器分离,所述第四制动器接合时,所述侧变速箱实现所述高挡第二转向挡;

当所述第一离合器分离,所述第一制动器接合,所述第二离合器接合,所述第二制动器分离,所述第三离合器分离,所述第三制动器分离,所述第四制动器接合时,所述侧变速箱

实现所述高档第一转向挡；以及

当所述第一离合器接合,所述第一制动器分离,所述第二离合器接合,所述第二制动器分离,所述第三离合器分离,所述第三制动器分离,所述第四制动器接合时,所述侧变速箱实现所述高档。

3. 根据权利要求2所述的侧变速箱,其特征在于,

所述低挡和所述高档的速比根据直驶性能需求设置;以及

所述低挡第三转向挡、所述低挡第二转向挡、所述低挡第一转向挡、所述高档第三转向挡、所述高档第二转向挡和所述高档第一转向挡的速比根据转向性能需求设置,其中,

所述低挡第三转向挡的速比根据第三规定相对转向半径和所述低挡的速比来设置;

所述低挡第二转向挡的速比根据第二规定相对转向半径和所述低挡的速比来设置;

所述低挡第一转向挡的速比根据第一规定相对转向半径和所述低挡的速比来设置;

所述高档第三转向挡的速比根据所述第三规定相对转向半径和所述高档的速比来设置;

所述高档第二转向挡的速比根据所述第二规定相对转向半径和所述高档的速比来设置;

所述高档第一转向挡的速比根据所述第一规定相对转向半径和所述高档的速比来设置,

且两挡位的速比比值  $\Delta$  与规定相对转向半径  $\rho$  的关系为:

$$\rho = \frac{\Delta + 1}{2(\Delta - 1)}.$$

4. 根据权利要求3所述的侧变速箱,其特征在于,

当左侧变速箱和右侧变速箱同时挂所述低挡或所述高档,实现车辆直驶;

当所述左侧变速箱挂所述低挡,所述右侧变速箱挂所述低挡第三转向挡,实现所述第三规定相对转向半径的车辆转向;

当所述左侧变速箱挂所述低挡,所述右侧变速箱挂所述低挡第二转向挡,实现所述第二规定相对转向半径的车辆转向;

当所述左侧变速箱挂所述低挡,所述右侧变速箱挂所述低挡第一转向挡,实现所述第一规定相对转向半径的车辆转向;

当所述左侧变速箱挂所述高档,所述右侧变速箱挂所述高档第三转向挡,实现所述第三规定相对转向半径的车辆转向;

当所述左侧变速箱挂所述高档,所述右侧变速箱挂所述高档第二转向挡,实现所述第二规定相对转向半径的车辆转向;以及

当所述左侧变速箱挂所述高档,所述右侧变速箱挂所述高档第一转向挡,实现所述第一规定相对转向半径的车辆转向。

5. 根据权利要求1所述的侧变速箱,其特征在于,

所述侧变速箱还具有低挡制动挡和高挡制动挡,其中,

当所述第一离合器、所述第一制动器和所述第四制动器分离,所述第二离合器、所述第二制动器、所述第三离合器和所述第三制动器接合时,所述侧变速箱实现所述低挡制动挡;以及

当所述第一离合器、所述第一制动器和所述第三离合器分离,所述第二离合器、所述第二制动器、所述第三制动器和所述第四制动器接合时,所述侧变速箱实现所述高档制动挡。

6. 根据权利要求 3 所述的侧变速箱,其特征在于,

当所述左侧变速箱或所述右侧变速箱挂所述低挡或所述高档,所述右侧变速箱或所述左侧变速箱对应挂所述低挡制动挡或所述高档制动挡,实现数值为 0.5 的第四规定相对转向半径的车辆转向。

7. 一种基于权利要求 1 所述的侧变速箱的电传动装置,其特征在于,包括:

至少一个驱动电机,所述侧变速箱为两个。

8. 根据权利要求 7 所述的电传动装置,其特征在于:

所述驱动电机的左右输出端分别与两个所述侧变速箱的输入端相连接。

9. 一种基于权利要求 1 所述的侧变速箱的混合动力电传动装置,其特征在于,包括:

发动机、至少一个电动 / 发电机、前传动、倒顺机构,所述侧变速箱为两个,其中,所述倒顺机构的左右输出端分别与两个所述侧变速箱的输入端相连接。

10. 根据权利要求 9 所述的混合动力电传动装置,其特征在于:

所述混合动力电传动装置还包括至少一个功率分流行星排。

## 侧变速箱及具有该侧变速箱的电传动装置

### 技术领域

[0001] 本发明涉及车辆电传动装置技术领域,特别涉及高机动性履带车辆电传动装置技术领域,具体是指一种侧变速箱及具有该侧变速箱的履带车辆电传动装置。

### 背景技术

[0002] 在高机动性履带车辆传动系的发展历程中,出现过一种独特的双侧变速兼转向的传动系,其工作原理如下:直驶时,双侧变速箱挂相同挡位;转向时,低速侧侧变速箱降低一挡;一侧变速箱挂制动挡,可实现  $\rho = 0.5$  的原地转向;当一侧变速箱挂 1 挡,另一侧变速箱挂倒挡,则可实现  $-0.5 < \rho < 0.5$  的原位中心转向。此类双侧变速箱从车体侧面的侧传动孔向内装入车体,通过前传动与发动机相连接,虽然其转向性能不佳,但却使得动力传动舱具有极高的功率密度,车体长度缩短近一米,可有效减小车辆外形轮廓,减少被发现和命中的概率,因此在俄罗斯的高机动性履带车辆上毫不犹豫地得到了广泛应用。

[0003] 近半个世纪以来,主要有两种型号的双侧变速箱在数量巨大的高机动性履带车辆上使用,其中一种型号匹配最高转速 2300rpm 的柴油机使用,具有七个前进挡、一个倒挡和一个制动挡,另一种型号匹配最高转速 20000rpm 的燃气轮机使用,具有四个前进挡、一个倒挡和一个制动挡。

[0004] 七挡侧变速箱的挡位速比依次为:8.1714/4.4/3.4856/2.7867/2.0274/1.4667/1.000,各挡位的规定相对转向半径  $\rho_n^{n-1}$  依次为:0.5/1.667/4.3119/4.4873/3.170/3.1158/2.6427。四挡侧变速箱的挡位速比依次为:4.761/2.160/1.460/1.000,各挡位的规定相对转向半径  $\rho_n^{n-1}$  依次为:0.5/1.43/2.58/2.67。各挡的规定转向半径本应随着挡位增加而逐渐增大,但以上数据表明,两种型号的双侧变速箱的中高挡规定转向半径偏小而不堪实用,过小的规定转向半径将导致高速行驶的车辆产生剧烈侧滑或向一侧倾覆。此外,车辆从直驶进入转向并向规定转向半径过渡时,须操纵着相应的摩擦元件处于打滑状态,因此不能实现精确转向,也由于过渡时间太长而影响操纵摩擦元件的寿命。

[0005] 现有四挡或七挡侧变速箱的挡位划分和挡位速比主要是按照满足直驶性能需求设置的,对于转向性能需求只能适当兼顾,但实际使用经验表明,这对驾驶员操纵提出了较高的要求,过小的规定转向半径使得驾驶员不得不小心翼翼地驾驶车辆转向,以避免发生侧滑。改善现有七挡侧变速箱转向特性的方案措施如下(Liu Xiuji. Design of Multi-speed Planetary Transmission. Beijing. Beijing Institute of Technology Press, 1992):对高挡增加一些专用于转向时一侧降速的挡来加大转向半径,保留原 1、2、4、6 和 7 挡作为直驶挡,原 3 和 5 挡作为转向挡,改善了原 4 挡和原 6 挡的规定转向半径,但原 7 挡的规定转向半径仍较小不堪实用。

[0006] 基于现有七挡双侧变速箱的并联式混合动力电传动装置也已出现(A Hybrid-Electric Drive Concept For High Speed Tracked Vehicles, *Járművek és Mobilgépek*, No. 2., (2008), pp. 80. -88. ), 200kW 柴油发动机并联 200kW 驱动电机后同轴配置在两侧变速箱之间,保留了动力传动舱高功率密度的优点,但转向性能仍没有得到改善。

[0007] 现有七挡侧变速箱出现在近半个世纪前,其后简化形成了现有四挡侧变速箱,但自现有四挡侧变速箱在三十年前公开以来,再也没有出现过新行星结构方案的侧变速箱,也没有公开过匹配电传动装置使用的新行星结构方案侧变速箱。因此,还存在着提供一种直驶和转向性能均较优的侧变速箱及具有该侧变速箱的履带车辆电传动装置的可能。

## 发明内容

[0008] 本发明的目的是为了克服上述现有技术中的缺点,提供一种直驶和转向性能均较优的侧变速箱及具有该侧变速箱的履带车辆电传动装置。

[0009] 本发明提供了一种侧变速箱,其用作高机动性履带车辆的双侧变速兼转向传动系,包括:第一行星排,其为三元件行星排,包括第一太阳轮、第一齿圈和第一行星架;第二行星排,其为三元件行星排,包括第二太阳轮、第二齿圈和第二行星架;第三行星排,其为三元件行星排,包括第三太阳轮、第三齿圈和第三行星架;第四行星排,其为三元件行星排,包括第四太阳轮、第四齿圈和第四行星架;箱体;其特征在于:所述侧变速箱还包括:第一制动器,其用于制动所述第二太阳轮;第二制动器,其用于制动所述第二齿圈;第三制动器,其用于制动所述第四行星架;第四制动器,其用于制动所述第四齿圈;第一离合器,其用于连接所述第一齿圈和所述第二太阳轮;第二离合器,其用于连接所述第二齿圈和所述第四太阳轮;第三离合器,其用于连接所述第三齿圈和所述第四行星架;以及所述第一齿圈作为所述侧变速箱的输入端,所述第一行星架与所述第四太阳轮相连接,所述第一太阳轮与所述第二行星架相连接,所述第三行星架与所述箱体固接,所述第三太阳轮与所述第四齿圈相连接,所述第四行星架作为所述侧变速箱的输出端与主动轮直接连接。

[0010] 根据本发明的侧变速箱,所述侧变速箱具有低挡和高挡,并对所述低挡和所述高挡分别设置了三个转向挡,低挡的转向挡包括低挡第三转向挡、低挡第二转向挡、低挡第一转向挡、高挡的转向挡包括高挡第三转向挡、高挡第二转向挡和高挡第一转向挡,其中,其中,当所述第一离合器分离,所述第一制动器接合,所述第二离合器分离,所述第二制动器接合,所述第三离合器接合,所述第三制动器分离,所述第四制动器分离时,所述侧变速箱实现低挡第三转向挡;当所述第一离合器接合,所述第一制动器分离,所述第二离合器分离,所述第二制动器接合,所述第三离合器接合,所述第三制动器分离,所述第四制动器分离时,所述侧变速箱实现低挡第二转向挡;当所述第一离合器分离,所述第一制动器接合,所述第二离合器接合,所述第二制动器分离,所述第三离合器接合,所述第三制动器分离,所述第四制动器分离时,所述侧变速箱实现低挡第一转向挡;当所述第一离合器接合,所述第一制动器分离,所述第二离合器接合,所述第二制动器分离,所述第三离合器接合,所述第三制动器分离,所述第四制动器分离时,所述侧变速箱实现低挡;当所述第一离合器分离,所述第一制动器接合,所述第二离合器分离,所述第二制动器接合,所述第三离合器分离,所述第三制动器分离,所述第四制动器接合时,所述侧变速箱实现高挡第三转向挡;当所述第一离合器接合,所述第一制动器分离,所述第二离合器分离,所述第二制动器接合,所述第三离合器分离,所述第三制动器分离,所述第四制动器接合时,所述侧变速箱实现高挡第二转向挡;当所述第一离合器分离,所述第一制动器接合,所述第二离合器接合,所述第二制动器分离,所述第三离合器分离,所述第三制动器分离,所述第四制动器接合时,所述侧变速箱实现高挡第一转向挡;以及当所述第一离合器接合,所述第一制动器分离,所述

第二离合器接合,所述第二制动器分离,所述第三离合器分离,所述第三制动器分离,所述第四制动器接合时,所述侧变速箱实现高挡。

[0011] 根据本发明的侧变速箱,所述低挡和所述高挡的速比根据直驶性能需求设置;所述低挡第三转向挡、所述低挡第二转向挡、所述低挡第一转向挡、所述高挡第三转向挡、所述高挡第二转向挡和所述高挡第一转向挡的速比根据转向性能需求设置,其中,所述低挡第三转向挡的速比根据第三规定相对转向半径和所述低挡的速比来设置;所述低挡第二转向挡的速比根据第二规定相对转向半径和所述低挡的速比来设置;所述低挡第一转向挡的速比根据第一规定相对转向半径和所述低挡的速比来设置;所述高挡第三转向挡的速比根据所述第三规定相对转向半径和所述高挡的速比来设置;所述高挡第二转向挡的速比根据所述第二规定相对转向半径和所述高挡的速比来设置;所述高挡第一转向挡的速比根据所述第一规定相对转向半径和所述高挡的速比来设置,且两挡位的速比比值  $\Delta$  与规定相对转向半径  $\rho$  的关系为:

$$[0012] \quad \rho = \frac{\Delta + 1}{2(\Delta - 1)}。$$

[0013] 根据本发明的侧变速箱,当左侧变速箱和右侧变速箱同时挂所述低挡或所述高挡,实现车辆直驶;当所述左侧变速箱挂所述低挡,所述右侧变速箱挂所述低挡第三转向挡,实现所述第三规定相对转向半径的车辆转向;当所述左侧变速箱挂所述低挡,所述右侧变速箱挂所述低挡第二转向挡,实现所述第二规定相对转向半径的车辆转向;当所述左侧变速箱挂所述低挡,所述右侧变速箱挂所述低挡第一转向挡,实现所述第一规定相对转向半径的车辆转向;当所述左侧变速箱挂所述高挡,所述右侧变速箱挂所述高挡第三转向挡,实现所述第三规定相对转向半径的车辆转向;当所述左侧变速箱挂所述高挡,所述右侧变速箱挂所述高挡第二转向挡,实现所述第二规定相对转向半径的车辆转向;以及当所述左侧变速箱挂所述高挡,所述右侧变速箱挂所述高挡第一转向挡,实现所述第一规定相对转向半径的车辆转向。

[0014] 根据本发明的侧变速箱,所述侧变速箱还具有低挡制动挡和高挡制动挡,其中,当所述第一离合器、所述第一制动器和所述第四制动器分离,所述第二离合器、所述第二制动器、所述第三离合器和所述第三制动器接合时,所述侧变速箱实现低挡制动挡;以及当所述第一离合器、所述第一制动器和所述第三离合器分离,所述第二离合器、所述第二制动器、所述第三制动器和所述第四制动器接合时,所述侧变速箱实现高挡制动挡。

[0015] 根据本发明的侧变速箱,当所述左侧变速箱或所述右侧变速箱挂所述低挡或所述高挡,所述右侧变速箱或左侧变速箱对应挂所述低挡制动挡或所述高挡制动挡,实现数值为 0.5 的第四规定相对转向半径的车辆转向。

[0016] 本发明提供了一种电传动装置,其包括:至少一个驱动电机,所述侧变速箱为两个。

[0017] 根据本发明的电传动装置,所述驱动电机的左右输出端分别与两个所述侧变速箱的输入端相连接。

[0018] 本发明提供了一种混合动力电传动装置,其包括:发动机、至少一个电动/发电机、前传动、倒顺机构,所述侧变速箱为两个,其中,所述倒顺机构的左右输出端分别与两个所述侧变速箱的输入端相连接。

[0019] 根据本发明的混合动力电传动装置,所述混合动力电传动装置还包括至少一个功率分流行星排。

[0020] 本发明的侧变速箱,具有四个三元件行星排与包括三个离合器和四个制动器在内共七个操纵摩擦元件,设置了高挡和低挡两个前进挡,并对应设置了高挡和低挡的第一、第二和第三转向挡,其速比根据第一、第二和第三规定相对转向半径设置,可以实现多个足够大的规定转向半径。因此,根据本发明可以得到一种直驶和转向性能均较优的侧变速箱及具有该侧变速箱的履带车辆电传动装置。

## 附图说明

[0021] 图 1 是本发明具体实施例所涉及的侧变速箱的结构示意图。

[0022] 图 2 是本发明具体实施例所涉及的具有侧变速箱的单驱动电机电传动装置结构示意图;

[0023] 图 3 是本发明具体实施例所涉及的具有侧变速箱的双驱动电机电传动装置结构示意图;

[0024] 图 4 是本发明具体实施例所涉及的具有侧变速箱的功率分流式混合动力电传动装置结构示意图;

[0025] 图 5 是本发明具体实施例所涉及的具有侧变速箱的并联式混合动力电传动装置结构示意图;以及

[0026] 图 6 是现有七挡侧变速箱的结构示意图;

[0027] 图 7 是现有四挡侧变速箱的结构示意图。

[0028] 图中:10,10L,10R 分别是侧变速箱、左侧变速箱和右侧变速箱;1,1S,1R,1C 分别是第一行星排、第一太阳轮、第一齿圈和第一行星架;2,2S,2R,2C 分别是第二行星排、第二太阳轮、第二齿圈和第二行星架;3,3S,3R,3C 分别是第三行星排、第三太阳轮、第三齿圈和第三行星架;4,4S,4R,4C 分别是第四行星排、第四太阳轮、第四齿圈和第四行星架;5 箱体;6 主动轮;C1, B1, C2, B2, C3, B3, B4, C0 分别是第一离合器、第一制动器、第二离合器、第二制动器、第三离合器、第三制动器、第四制动器和横轴离合器;7,7L,7R,7A,7B 分别是驱动电机、左驱动电机、右驱动电机、第一电动/发电机和第二电动/发电机;81,82 分别是发动机和燃气轮机;91,92,93 分别是功率分流行星排、前传动和倒顺机构。

## 具体实施方式

[0029] 为了能够更清楚地理解本发明的技术内容,特举以下实施例详细说明。应理解,实施例仅是用于说明本发明,而不是对本发明的限制。

[0030] 图 1 是本发明具体实施例所涉及的侧变速箱的结构原理示意图。参照图 1,用作高机动性履带车辆双侧变速兼转向传动系的侧变速箱 10 包括:第一行星排 1,其为三元件行星排,包括第一太阳轮 1S、第一齿圈 1R 和第一行星架 1C;第二行星排 2,其为三元件行星排,包括第二太阳轮 2S、第二齿圈 2R 和第二行星架 2C;第三行星排 3,其为三元件行星排,包括第三太阳轮 3S、第三齿圈 3R 和第三行星架 3C;第四行星排 4,其为三元件行星排,包括第四太阳轮 4S、第四齿圈 4R 和第四行星架 4C;箱体 5;第一制动器 B1,其用于制动第二太阳轮 2S;第二制动器 B2,其用于制动第二齿圈 2R;第三制动器 B3,其用于制动第四行星架 4C;



第四制动器 B4,其用于制动第四齿圈 4R;第一离合器 C1,其用于连接第一齿圈 1R 和第二太阳轮 2S;第二离合器 C2,其用于连接第二齿圈 2R 和第四太阳轮 4S;第三离合器 C3,其用于连接第三齿圈 3R 和第四行星架 4C;以及第一齿圈 1R 作为侧变速箱 10 的输入端,第一行星架 1C 与第四太阳轮 4S 相连接,第一太阳轮 1S 与第二行星架 2C 相连接,第三行星架 3C 与箱体 5 固接,第三太阳轮 3S 与第四齿圈 4R 相连接,第四行星架 4C 作为侧变速箱 10 的输出端与主动轮 6 直接连接。

[0031] 表 1 是本发明具体实施例所涉及的侧变速箱的操纵摩擦元件状态表。侧变速箱 10 具有低挡和高挡,并对低挡和高挡分别设置了三个转向挡,即低挡第三转向挡、低挡第二转向挡、低挡第一转向挡、高挡第三转向挡、高挡第二转向挡和高挡第一转向挡。参考表 1,当第一离合器 C1 分离,第一制动器 B1 接合,第二离合器 C2 分离,第二制动器 B2 接合,第三离合器 C3 接合,第三制动器 B3 分离,第四制动器 B4 分离时,侧变速箱 10 实现低挡第三转向挡;当第一离合器 C1 接合,第一制动器 B1 分离,第二离合器 C2 分离,第二制动器 B2 接合,第三离合器 C3 接合,第三制动器 B3 分离,第四制动器 B4 分离时,侧变速箱 10 实现低挡第二转向挡;当第一离合器 C1 分离,第一制动器 B1 接合,第二离合器 C2 接合,第二制动器 B2 分离,第三离合器 C3 接合,第三制动器 B3 分离,第四制动器 B4 分离时,侧变速箱 10 实现低挡第一转向挡;以及当第一离合器 C1 接合,第一制动器 B1 分离,第二离合器 C2 接合,第二制动器 B2 分离,第三离合器 C3 接合,第三制动器 B3 分离,第四制动器 B4 分离时,侧变速箱 10 实现低挡。

[0032] 当第一离合器 C1 分离,第一制动器 B1 接合,第二离合器 C2 分离,第二制动器 B2 接合,第三离合器 C3 分离,第三制动器 B3 分离,第四制动器 B4 接合时,侧变速箱 10 实现高挡第三转向挡;当第一离合器 C1 接合,第一制动器 B1 分离,第二离合器 C2 分离,第二制动器 B2 接合,第三离合器 C3 分离,第三制动器 B3 分离,第四制动器 B4 接合时,侧变速箱 10 实现高挡第二转向挡;当第一离合器 C1 分离,第一制动器 B1 接合,第二离合器 C2 接合,第二制动器 B2 分离,第三离合器 C3 分离,第三制动器 B3 分离,第四制动器 B4 接合时,侧变速箱 10 实现高挡第一转向挡;当第一离合器 C1 接合,第一制动器 B1 分离,第二离合器 C2 接合,第二制动器 B2 分离,第三离合器 C3 分离,第三制动器 B3 分离,第四制动器 B4 接合时,侧变速箱 10 实现高挡。

[0033] 表 1 侧变速箱操纵摩擦元件状态表(× 分离,○ 接合)

[0034]

|         | C1 | B1 | C2 | B2 | C3 | B3 | B4 |
|---------|----|----|----|----|----|----|----|
| 低挡第三转向挡 | ×  | ○  | ×  | ○  | ○  | ×  | ×  |
| 低挡第二转向挡 | ○  | ×  | ×  | ○  | ○  | ×  | ×  |
| 低挡第一转向挡 | ×  | ○  | ○  | ×  | ○  | ×  | ×  |
| 低挡      | ○  | ×  | ○  | ×  | ○  | ×  | ×  |

[0035]

|         |   |   |   |   |   |   |   |
|---------|---|---|---|---|---|---|---|
| 高挡第三转向挡 | × | ○ | × | ○ | × | × | ○ |
| 高挡第二转向挡 | ○ | × | × | ○ | × | × | ○ |
| 高挡第一转向挡 | × | ○ | ○ | × | × | × | ○ |
| 高挡      | ○ | × | ○ | × | × | × | ○ |

[0036] 侧变速箱 10 的低挡和高挡的速比根据直驶性能需求设置。直驶挡的挡位速比和数量可根据动力装置的转矩适应性系数或扩速比,以及常规高机动性履带车辆约 12 的传动范围类比确定。对于转矩适应性系数或扩速比为 4 的动力装置,只要设置低挡和高挡两个挡位即可,且低挡和高挡的速比比值接近 3 即可。

[0037] 低挡第三转向挡、低挡第二转向挡、低挡第一转向挡、高挡第三转向挡、高挡第二转向挡和高挡第一转向挡的速比根据转向性能需求设置。其中,低挡第三转向挡的速比根据第三规定相对转向半径  $\rho_3$  和低挡的速比来设置;低挡第二转向挡的速比根据第二规定相对转向半径  $\rho_2$  和低挡的速比来设置;低挡第一转向挡的速比根据第一规定相对转向半径  $\rho_1$  和低挡的速比来设置;高挡第三转向挡的速比根据第三规定相对转向半径  $\rho_3$  和高挡的速比来设置;高挡第二转向挡的速比根据第二规定相对转向半径  $\rho_2$  和高挡的速比来设置;高挡第一转向挡的速比根据第一规定相对转向半径  $\rho_1$  和高挡的速比来设置。第一、第二和第三规定相对转向半径依次减小,即  $\rho_1 > \rho_2 > \rho_3$ 。

[0038] 当左侧变速箱 10L 或右侧变速箱 10R 同时挂低挡或高挡时,实现车辆直驶;当左侧变速箱 10L 挂低挡,右侧变速箱 10R 挂低挡第三转向挡,实现第三规定相对转向半径  $\rho_3$  的车辆转向;当左侧变速箱 10L 挂低挡,右侧变速箱 10R 挂低挡第二转向挡,实现第二规定相对转向半径  $\rho_2$  的车辆转向;当左侧变速箱 10L 挂低挡,右侧变速箱挂低挡第一转向挡,实现第一规定相对转向半径  $\rho_1$  的车辆转向。

[0039] 当左侧变速箱 10L 挂高挡,右侧变速箱 10R 挂高挡第三转向挡,实现第三规定相对转向半径  $\rho_3$  的车辆转向;当左侧变速箱 10L 挂高挡,右侧变速箱 10R 挂高挡第二转向挡,实现第二规定相对转向半径  $\rho_2$  的车辆转向;以及当左侧变速箱 10L 挂高挡,右侧变速箱 10R 挂高挡第一转向挡,实现第一规定相对转向半径  $\rho_1$  的车辆转向。

[0040] 应该指出,虽然对低挡和高挡都设置了三个转向挡,都可以实现三个规定相对转向半径,但在车速较高时,并非三个规定相对转向半径都可用,因为过小的转向半径会导致车辆侧滑或倾覆。因此,挂低挡车速较低时,可用三个规定相对转向半径转向,随着车速的增加挂高挡后,中等车速时只有第一和第二规定相对转向半径可用,较高车速时则只有第一规定相对转向半径可用,如此可以保证车辆行驶安全性。

[0041] 根据图 1 和表 1 对侧变速箱 10 的挡位速比  $i_n$  进行计算,得到的结果见表 2,其中  $k_1$ 、 $k_2$ 、 $k_3$  和  $k_4$  分别是第一、第二、第三和第四行星排的结构特征参数。三个规定相对转向半径  $\rho_n$  根据式(1)进行计算,式中  $\Delta$  为两挡位的速比比值:

$$[0042] \quad \rho = \frac{\Delta + 1}{2(\Delta - 1)} \quad (1)$$

[0043] 表 2 挡位速比和规定相对转向半径

[0044]

|             | 挡位速比 $i_n$                                              | 规定相对转向半径 $\rho_n$                 |
|-------------|---------------------------------------------------------|-----------------------------------|
| 低挡<br>第三转向挡 | $\frac{(1+k_1+k_2+k_1k_2)(1+k_4+k_3k_4)}{k_1+k_1k_2}$   | $\frac{1+2k_1}{2}$                |
| 低挡<br>第二转向挡 | $\frac{(1+k_1+k_2+k_1k_2)(1+k_4+k_3k_4)}{1+k_1+k_1k_2}$ | $\frac{2+2k_1+k_2+2k_1k_2}{2k_2}$ |
| 低挡<br>第一转向挡 | $\frac{(1+k_1+k_1k_2)(1+k_4+k_3k_4)}{k_1+k_1k_2}$       | $\frac{1+2k_1+2k_1k_2}{2}$        |
| 低挡          | $1+k_4+k_3k_4$                                          |                                   |
| 高挡<br>第三转向挡 | $\frac{(1+k_1+k_2+k_1k_2)(1+k_4)}{k_1+k_1k_2}$          | $\frac{1+2k_1}{2}$                |
| 高挡<br>第二转向挡 | $\frac{(1+k_1+k_2+k_1k_2)(1+k_4)}{1+k_1+k_1k_2}$        | $\frac{2+2k_1+k_2+2k_1k_2}{2k_2}$ |
| 高挡<br>第一转向挡 | $\frac{(1+k_1+k_1k_2)(1+k_4)}{k_1+k_1k_2}$              | $\frac{1+2k_1+2k_1k_2}{2}$        |
| 高挡          | $1+k_4$                                                 |                                   |

[0045] 根据  $\Delta$  和  $\rho$  的分布范围,选择合适的  $k_1$  和  $k_2$  数值。参考常规高机动性履带车辆的常用规定相对转向半径的数值范围,对于三个规定相对转向半径  $\rho_n$ ,分别选择  $\rho_1=8\sim 9$ ,  $\rho_2=5\sim 6$  和  $\rho_3=3\sim 4$ ,则  $\Delta_1=1.1176\sim 1.1333$ ,  $\Delta_2=1.1818\sim 1.2222$ ,  $\Delta_3=1.2857\sim 1.4$ 。试算后选择  $k_1=3.0$ ,  $k_2=1.65$ 。

[0046] 根据最高车速选择高挡传动比和  $k_4$ ,并考虑布置 B4 所需的空 间。选择  $k_4=4$ ,则高挡速比为 5。根据低挡与高挡的速比比值应小于驱动电机近 4 的扩速比,选择  $k_3=2.25$ ,则低挡速比为 14,两者的比值为 2.8。据此计算的挡位速比和规定相对转向半径的具体数值见表 3。

[0047] 表 3 挡位速比和规定相对转向半径的具体数值

[0048]

|  | 挡位速比 $i_n$ | 规定相对转向半径 $\rho_n$ |
|--|------------|-------------------|
|--|------------|-------------------|

[0049]

|         |        |      |
|---------|--------|------|
| 低挡第三转向挡 | 18.667 | 3.5  |
| 低挡第二转向挡 | 16.581 | 5.92 |
| 低挡第一转向挡 | 15.761 | 8.45 |

|         |       |            |
|---------|-------|------------|
| 低挡      | 14    | (25.7km/h) |
| 高挡第三转向挡 | 6.667 | 3.5        |
| 高挡第二转向挡 | 5.922 | 5.92       |
| 高挡第一转向挡 | 5.629 | 8.45       |
| 高挡      | 5.0   | (72km/h)   |

[0050] 出于提高生产工艺性的考虑,希望  $k_1=k_2=k_3$ ,更进一步地实现三个行星排的齿数均相同,齿宽因受力条件不同而略有所不同或也采取相同的,大大简化了加工过程。试算后选择  $k_1=k_2=k_3=2.25$ ,所得结果如表 31 所示。 $k_1$ 、 $k_2$ 、 $k_3$  和  $k_4$  具体数值的选择,带来工艺性和规定相对转向半径的差异,可根据实际需要选择合适的数值。

[0051] 表 31 挡位速比和规定相对转向半径的具体数值

[0052]

|         | 挡位速比 $i_n$ | 规定相对转向半径 $\rho_n$ |
|---------|------------|-------------------|
| 低挡第三转向挡 | 20.222     | 2.75              |
| 低挡第二转向挡 | 17.790     | 4.19              |
| 低挡第一转向挡 | 15.915     | 7.81              |
| 低挡      | 14         | (25.7km/h)        |
| 高挡第三转向挡 | 7.222      | 2.75              |
| 高挡第二转向挡 | 6.353      | 4.19              |
| 高挡第一转向挡 | 5.684      | 7.81              |
| 高挡      | 5.0        | (72km/h)          |

[0053] 此外,低挡第三转向挡的速比比低挡的大,也可用该挡爬极陡坡。当左侧变速箱 10L 和右侧变速箱 10R 同时挂低挡第三转向挡,车辆在附着力允许的条件下可以克服 35 度的陡坡。

[0054] 侧变速箱 10 还具有低挡制动挡和高挡制动挡。表 4 是侧变速箱制动挡的操纵摩擦元件状态表。参考表 4,低挡制动挡的传动比(即  $1+k_4+k_3k_4$ )大,需要第二离合器 C2、第二制动器 B2 和第三制动器 B3 提供的制动转矩较小,而高挡制动挡的传动比(即  $1+k_4$ )小,需要第二离合器 C2、第二制动器 B2 和第三制动器 B3 提供较大的制动转矩。在正常情况下,制动转矩主要由第二离合器 C2 或第二制动器 B2 提供,第三制动器 B3 只根据需要提供较小的辅助制动转矩。第三制动器 B3 制动与主动轮 6 直接连接的第四行星架 4C,在第二离合器 C2、第二制动器 B2、第三制动器 B3 或第四制动器 B4 不能正常接合时提供全部制动转矩。

[0055] 表 4 侧变速箱制动挡的操纵摩擦元件状态表(× 分离,○接合)

[0056]

|       | C1 | B1 | C2 | B2 | C3 | B3 | B4 |
|-------|----|----|----|----|----|----|----|
| 低挡制动挡 | ×  | ×  | ○  | ○  | ○  | ○  | ×  |
| 高挡制动挡 | ×  | ×  | ○  | ○  | ×  | ○  | ○  |

[0057] 参考表 1 和表 4 可知,无论侧变速箱 10 挂哪一挡,第二离合器 C2 和第二制动器 B2 必有一个已经接合,当挂制动挡时,除了第一离合器 C1 和第一制动器 B1 分离外,只要控制第二离合器 C2 或第二制动器 B2 以及第三制动器 B3 的接合程度即可实现制动挡。

[0058] 当左侧变速箱 10L 或右侧变速箱 10R 挂低挡或高挡,右侧变速箱 10R 或左侧变速箱 10L 对应挂低挡制动挡或高挡制动挡,实现  $\rho_4=0.5$  的第四规定相对转向半径的车辆转向。

[0059] 图 2 和图 3 分别是具有侧变速箱的电传动装置的两个具体实施例,其中,图 2 是本发明具体实施例所涉及的单驱动电机电传动装置结构示意图,图 3 是本发明具体实施例所涉及的双驱动电机电传动装置结构示意图。

[0060] 参考图 2,驱动电机 7 的左右输出端分别与左侧变速箱 10L 和右侧变速箱 10R 的输入端相连接。参考图 3,左驱动电机 7L 的输出端的一端与左侧变速箱 10L 的输入端相连接,右驱动电机 7R 的输出端的一端与右侧变速箱 10R 的输入端相连接,左驱动电机 7L 的输出端的另一端通过横轴离合器 C0 与右驱动电机 7R 的输出端的另一端相连接。

[0061] 应该指出,侧变速箱 10 没有倒挡,倒车必须依靠驱动电机 7 或左驱动电机 7L 和右驱动电机 7R 的反转电动来实现。这也意味着图 2 的单驱动电机方案不具有原位中心转向能力,可依靠  $\rho_4=0.5$  的原地转向来弥补。图 3 的双驱动电机即左驱动电机 7L 和右驱动电机 7R 在横轴离合器 C0 分离后,分别工作在正转和反转电动模式,可实现原位中心转向。

[0062] 图 4 和图 5 分别是具有该侧变速箱的混合动力电传动装置的两个具体实施例,其中,图 4 是本发明具体实施例所涉及的功率分流式混合动力电传动装置结构示意图,图 5 是本发明具体实施例所涉及的并联式混合动力电传动装置结构示意图。

[0063] 参考图 4,功率分流式混合动力电传动装置的混和动力模块包括发动机 81、第一电动 / 发电机 7A、第二电动 / 发电机 7B、功率分流行星排 91 和前传动 92,该模块的输出端与倒顺机构 93 相连接,倒顺机构 93 的左右输出端分别与左侧变速箱 10L 和右侧变速箱 10R 的输入端相连接。与图 3 的方案一样,该方案不具有原位中心转向能力。

[0064] 参考图 5,并联式混合动力电传动装置的燃气轮机 82 纵向布置,其通过前传动 92 与第一电动 / 发电机 7A 相连接,第一电动 / 发电机 7A 与左侧变速箱 10L 和右侧变速箱 10R 同轴配置,前传动 92 的另一输出端与倒顺机构 93 相连接,倒顺机构 93 的左右输出端分别与左侧变速箱 10L 和右侧变速箱 10R 的输入端相连接。与图 3 的方案一样,该方案不具有原位中心转向能力。

[0065] 原则上,任何动力装置的扩速比或转矩适应性系数只要接近 4 就可以匹配侧变速箱 10 使用。具有双电动 / 发电机的混合动力模块可以轻易满足这一要求。柴油发动机的转矩适应性系数(达 1.6)较小,只匹配一电动 / 发电机后难以得到较理想的输出特性。燃

气轮机具有较大的转矩适应性系数(达2~2.5),匹配一电动/发电机后可以得到满意的输出特性。

[0066] 图6和图7分别是现有七挡侧变速箱和现有四挡侧变速箱的结构示意图。参考图6,该侧变速箱包括一复合行星排和四个简单行星排,其结构特征参数分别为: $k_1=2.222$ ,  $k_2=2.0$ ,  $k_3=4.5714$ ,  $k_4=2.1429$ ,  $k_5=4.454$ 。表5是现有七挡侧变速箱的挡位参数表,不合理的规定相对转向半径 $\rho$  清楚可见。

[0067] 表5 现有七挡侧变速箱的挡位参数表

[0068]

| 挡位 | C        | $i_n$ (注: 不包括侧传动速比 $1+k_5$ )                            | $v/(km/h)$ | $\rho$ |      |
|----|----------|---------------------------------------------------------|------------|--------|------|
| 1  | $L_2t_4$ | $\frac{(1+k_3)(1+k_4)}{k_4}$                            | 8.171      | 7.34   | 0.5  |
| 2  | $q_2t_4$ | $\frac{(1+k_2)(1+k_4)}{k_4}$                            | 4.4        | 13.63  | 1.67 |
| 3  | $L_2q_2$ | $\frac{(1+k_2)k_3(1+k_4)}{-k_2+k_3+k_3k_4}$             | 3.486      | 17.21  | 4.31 |
| 4  | $t_1t_4$ | $\frac{(k_1+k_2)(1+k_4)}{k_1k_4}$                       | 2.787      | 21.54  | 4.49 |
| 5  | $L_2t_1$ | $\frac{(k_1+k_2)k_3(1+k_4)}{k_1(1+k_3+k_3k_4)-k_1-k_2}$ | 2.027      | 29.59  | 3.17 |
| 6  | $L_1t_4$ | $\frac{1+k_4}{k_4}$                                     | 1.467      | 40.90  | 3.12 |
| 7  | $L_1L_2$ | 1                                                       | 1          | 60.0   | 2.64 |
| -1 | $L_2j$   | $-k_3(1+k_4)$                                           | -14.353    | -4.18  | 0.5  |
| Z  | $t_4j$   | $\infty$                                                | $\infty$   | 0      | —    |

[0069] 表6是现有七挡侧变速箱改进后的挡位参数表。改进方案的行星排结构形式不变,仅各 $k$ 值稍有改变: $k_1=2.77$ ,  $k_2=1.7$ ,  $k_3=3.2$ ,  $k_4=1.93$ ,  $k_5=4.454$ 。从表6中可看出,直接挡即原7挡的 $\rho$  仍然过小不堪实用。

[0070] 表6 现有七挡侧变速箱改进后的挡位参数表

[0071]

| 挡位 n                  | 1     | 2     | 3       | 4     | 5       | 6     | 7     |
|-----------------------|-------|-------|---------|-------|---------|-------|-------|
| 速比 $i_n$              | 6.368 | 4.083 | (3.294) | 2.45  | (1.728) | 1.517 | 1     |
| 车速 $v_n(\text{km/h})$ | 11.3  | 17.63 | /       | 29.39 | /       | 47.46 | 72    |
| 排挡比 $v_n/v_{n-1}$     | 1.56  |       | 1.667   |       | 1.615   |       | 1.517 |
| 相对转向半径 $\rho$         | 0.5   | 2.29  | /       | 3.40  | /       | 7.68  | 2.43  |

[0072] 侧变速箱 10 只有四个简单行星排,而现有七挡侧变速箱实际上具有五个行星排(复式行星排实际上是由两个简单行星排组成),即从输入端到主动轮之间有五个行星排,因此,本发明的侧变速箱 10 比现有七挡侧变速箱的结构更简单,体积更紧凑。

[0073] 本发明的四个具体实施例的电传动装置和混合动力电传动装置,与其它高机动性履带车辆的电传动装置和混合动力电传动装置相比,没有单独设置的转向电机,结构紧凑和控制简单的优势非常明显,极有利于实现高功率密度动力传动舱。

[0074] 本发明的具体实施例的侧变速箱,具有四个三元件行星排与包括三个离合器和四个制动器在内共七个操纵摩擦元件,设置了高挡和低挡两个前进挡,并对应设置了高挡和低挡的第一、第二和第三转向挡,其速比根据第一、第二和第三规定相对转向半径设置,可以实现多个足够大的规定相对转向半径。因此,根据本发明可以得到一种直驶和转向性能均较优的侧变速箱及具有该侧变速箱的履带车辆电传动装置。

[0075] 本发明并不局限于上述实施例,而是覆盖在不脱离本发明的精神和范围的情况下所进行的所有改变和修改。这些改变和修改不应被认为是脱离了本发明的精神和范围,并且所有诸如对于本领域技术人员来说显而易见的修改均应被包括在所附权利要求的范围内。

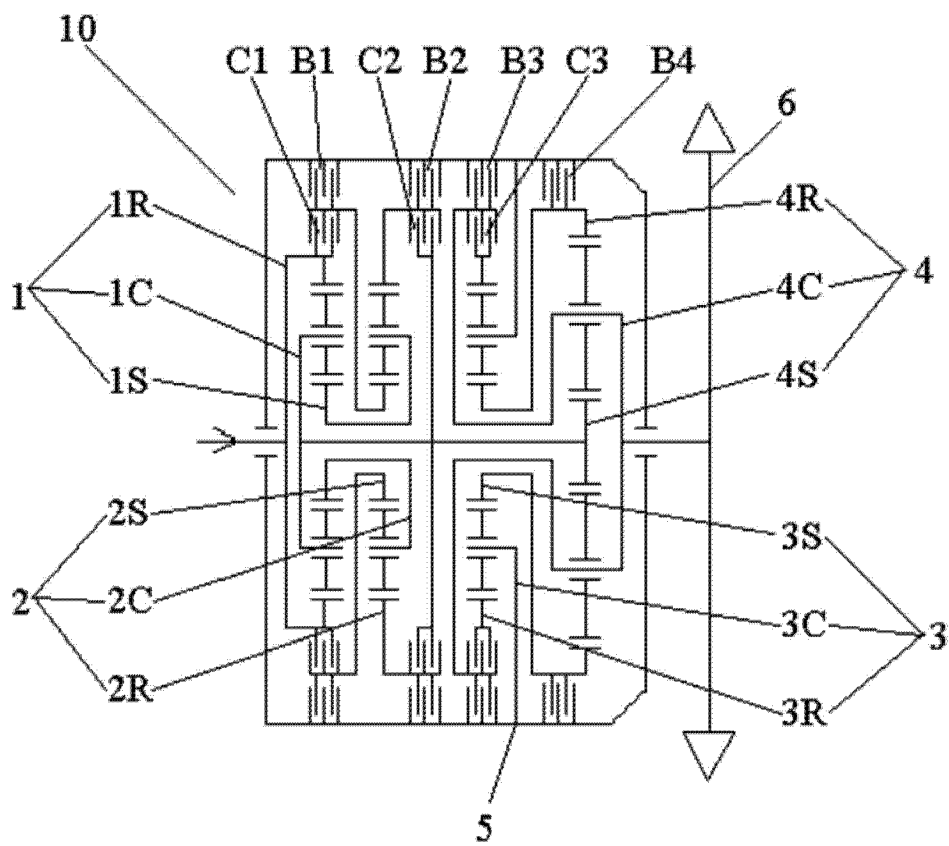


图 1

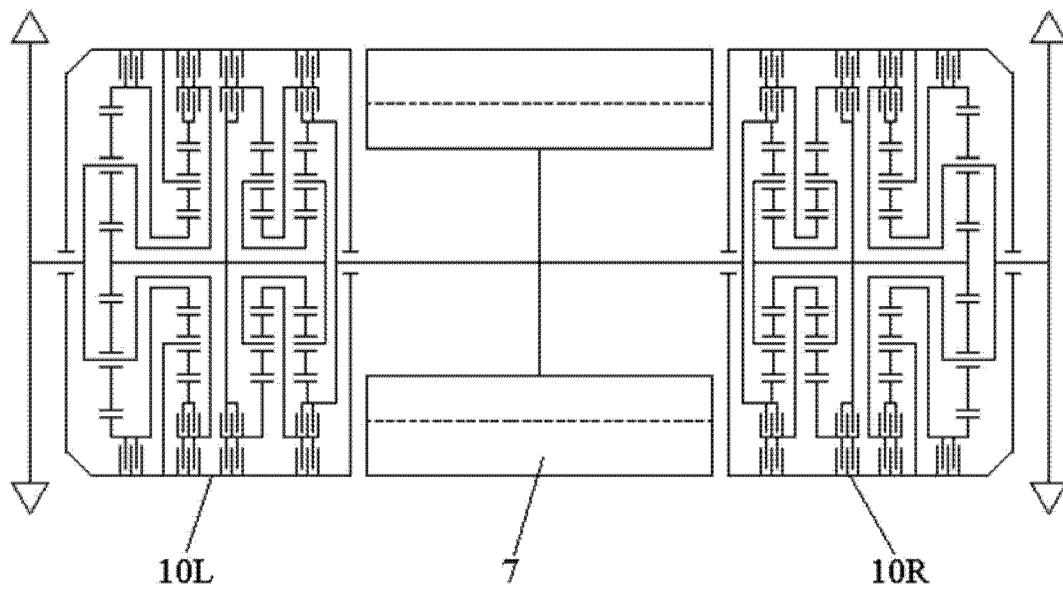


图 2



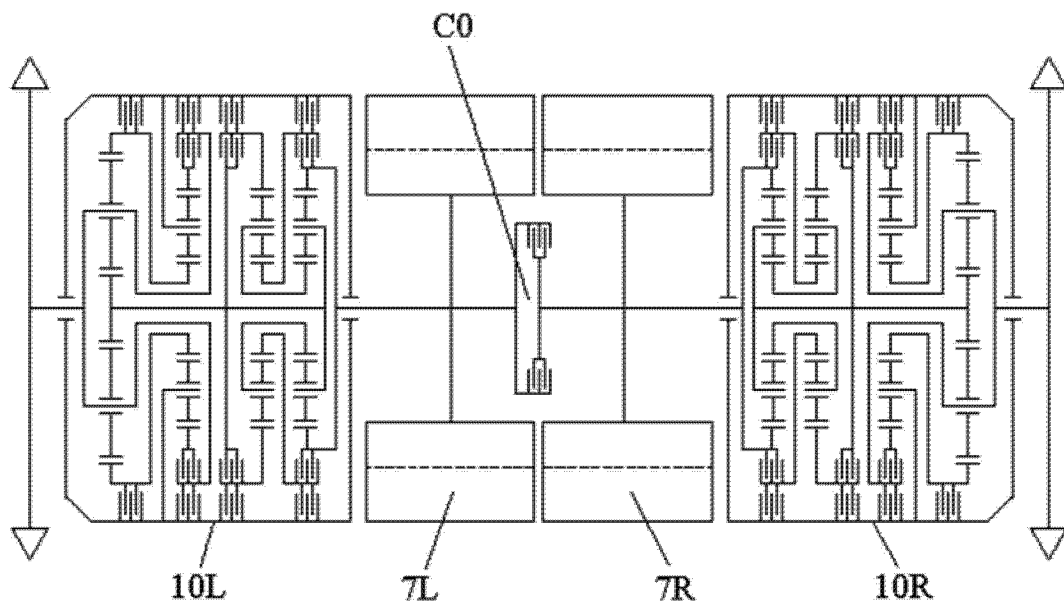


图 3

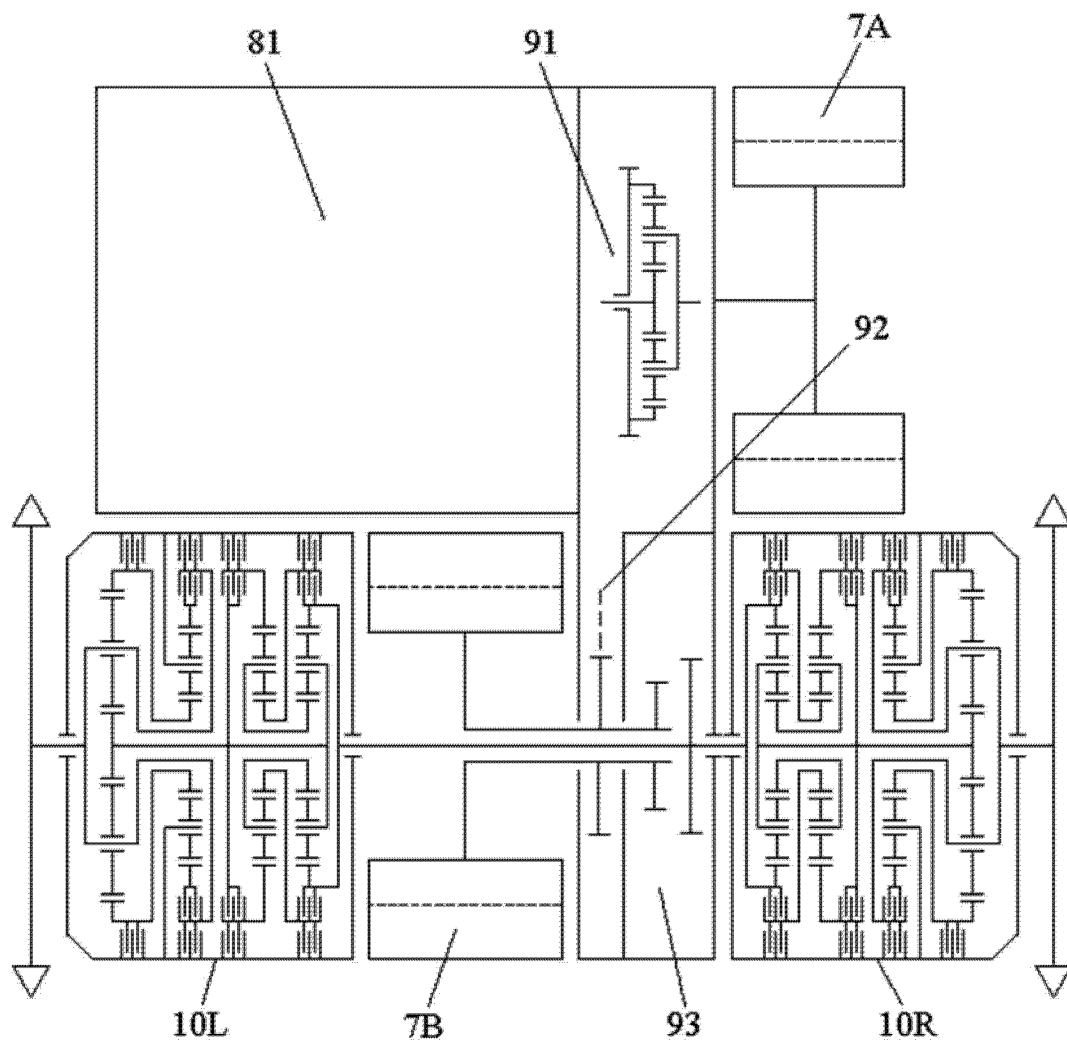


图 4

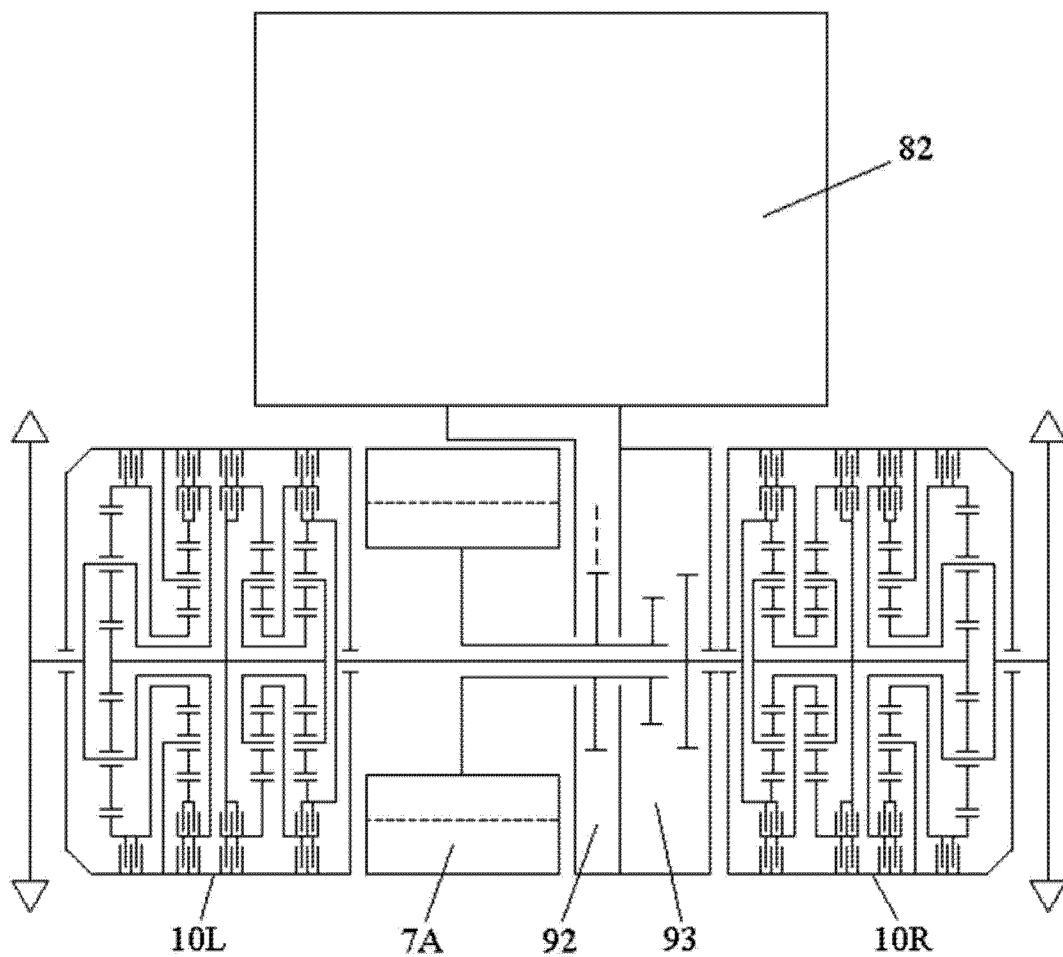


图 5

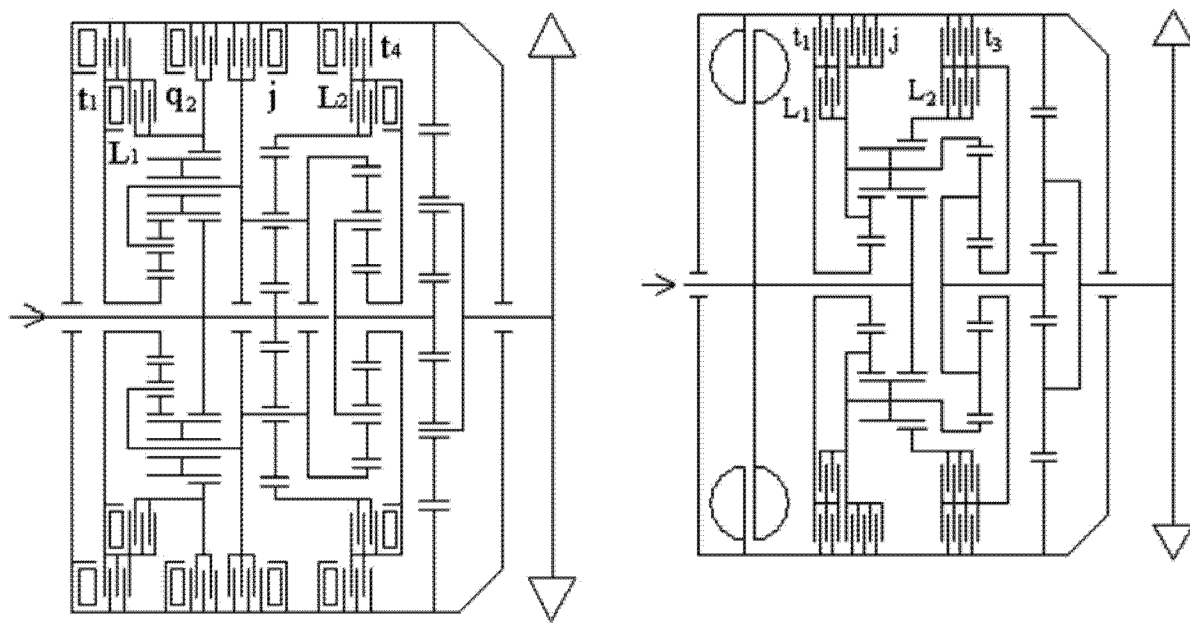


图 7

图 6