



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 102198790 A

(43) 申请公布日 2011. 09. 28

(21) 申请号 201110112643. 1

(22) 申请日 2011. 05. 03

(71) 申请人 重庆大学

地址 400044 重庆市沙坪坝区沙坪坝正街
174 号

(72) 发明人 杨阳 赵新富 秦大同

(74) 专利代理机构 北京同恒源知识产权代理有
限公司 11275

代理人 赵荣之

(51) Int. Cl.

B60K 6/36 (2007. 01)

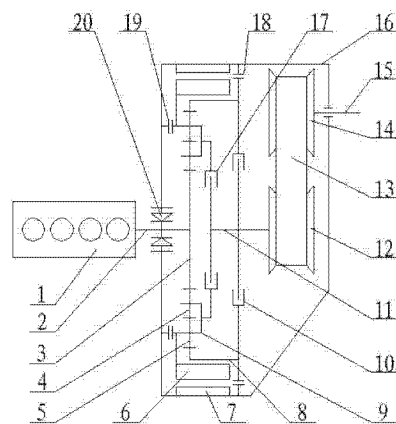
权利要求书 1 页 说明书 8 页 附图 5 页

(54) 发明名称

双级式行星齿轮机构混合动力汽车传动系统

(57) 摘要

本发明公开了一种双级式行星齿轮机构混合动力汽车传动系统,包括发动机、箱体、单向离合器、双级行星齿轮机构、电机定子、电机转子、耦合输出轴、制动器 I、制动器 II、变速器和动力输出轴,发动机通过双级行星齿轮机构同变速器传动配合,行星架同耦合输出轴之间通过离合器 II 传动配合,齿圈同耦合输出轴之间通过离合器 I 传动配合,制动器 I 用于制动齿圈,制动器 II 用于制动电机转子;本发明具有纯发动机 / 电机驱动、单自由度 / 两自由度混合驱动、发动机倒车、助力倒车、有 / 无发动机反拖的再生制动等多种工作模式,有效结合了行星差动动力耦合功能和变速器速比调节特性,对改善混合动力汽车的动力性和燃油经济性有很好的效果。



1. 一种双级式行星齿轮机构混合动力汽车传动系统,其特征在于:包括发动机(1)、箱体(16)、双级行星齿轮机构、电机定子(7)、电机转子(6)、中间传动轴(21)、耦合输出轴(11)、变速器和动力输出轴(15),所述双级行星齿轮机构、电机定子(7)、电机转子(6)、中间传动轴(21)和耦合输出轴(11)位于箱体(16)内,发动机的输出轴(2)设置于箱体(16)上并与其转动配合;

双级行星齿轮机构包括太阳轮(3)、内行星齿轮(4)、外行星齿轮(5)、行星架(9)和齿圈(8),内行星齿轮(4)和外行星齿轮(5)设置于行星架(9)上,外行星齿轮(5)同齿圈(8)内啮合,外行星齿轮(5)和内行星齿轮(4)外啮合,内行星齿轮(4)同太阳轮(3)外啮合;

电机定子(7)固定设置在箱体(16)上,发动机的输出轴(2)同行星架(9)固定连接,太阳轮(3)和电机转子(6)分别同中间传动轴(21)同轴固定连接,耦合输出轴(11)外套于中间传动轴(21)并与其转动配合,耦合输出轴(11)同变速器的动力输入端传动配合,变速器的动力输出端同动力输出轴(15)传动配合,太阳轮(3)和耦合输出轴(11)之间通过离合器II(17)传动配合,齿圈(8)同耦合输出轴(11)之间通过离合器I(10)传动配合;

箱体(16)和齿圈(8)之间设置有用以制动齿圈(8)的制动器I(18)。

2. 根据权利要求1所述的双级式行星齿轮机构混合动力汽车传动系统,其特征在于:发动机的输出轴(2)上外套有与其单向转动配合的单向离合器(20),发动机的输出轴(2)通过单向离合器(20)设置于箱体(16)上。

3. 一种双级式行星齿轮机构混合动力汽车传动系统,其特征在于:包括发动机(1)、箱体(16)、单向离合器(20)、双级行星齿轮机构、电机定子(7)、电机转子(6)、耦合输出轴(11)和变速器,所述双级行星齿轮机构、电机定子(7)、电机转子(6)、耦合输出轴(11)和变速器位于箱体(16)内,单向离合器(20)外套于发动机的输出轴(2)并与其单向转动配合,单向离合器(20)设置于箱体(16)上;

双级行星齿轮机构包括太阳轮(3)、内行星齿轮(4)、外行星齿轮(5)、行星架(9)和齿圈(8),内行星齿轮(4)和外行星齿轮(5)设置于行星架(9)上,外行星齿轮(5)同齿圈(8)内啮合,外行星齿轮(5)和内行星齿轮(4)外啮合,内行星齿轮(4)同太阳轮(3)外啮合;

电机定子(6)固定设置在箱体(16)上,发动机的输出轴(2)同太阳轮(3)同轴固定连接,行星架(9)同耦合输出轴(11)之间通过离合器II(17)传动配合,齿圈(8)同耦合输出轴(11)之间通过离合器I(10)传动配合,耦合输出轴(11)同变速器的动力输入端传动配合,变速器的动力输出端同动力输出轴(15)传动配合,电机转子(6)与太阳轮(3)同轴设置且电机转子(6)与行星架(9)固定连接;

箱体(16)和齿圈(8)之间设置有用以制动齿圈(8)的制动器I(18)。

4. 根据权利要求1至3中任一权利要求所述的双级式行星齿轮机构混合动力汽车传动系统,其特征在于:所述变速器设置于箱体(16)内,动力输出轴(15)设置于箱体(16)上并与其转动配合。

5. 根据权利要求1至3中任一权利要求所述的双级式行星齿轮机构混合动力汽车传动系统,其特征在于:电机转子(6)和箱体(16)之间设置有用以制动电机转子(6)的制动器II(19)。

6. 根据权利要求4所述的双级式行星齿轮机构混合动力汽车传动系统,其特征在于:所述变速器为无极变速器或者为无倒档的多档变速器。

双级式行星齿轮机构混合动力汽车传动系统

技术领域

[0001] 本发明涉及汽车传动系统,特别涉及一种混合动力汽车动力传动系统。

背景技术

[0002] 面对全球石油资源日趋匮乏和环境污染极其严重的现状,人类必须走安全、节能、环保的汽车发展道路。由于纯电动汽车和燃料电池汽车相关关键技术仍未取得突破性进展,混合动力汽车成为目前解决问题最有效的方案。从汽车动力性和燃油经济性出发,以内燃机和电机为动力源的混合动力汽车能很好的满足顾客需求,极具有市场潜力。

[0003] 动力耦合传动系统直接决定着混合动力汽车动力合成与分解性能、再生制动性能、工作模式完善程度及切换灵敏度与平顺性、控制策略等,对混合动力汽车动力性和燃油经济性有显著影响。目前国内很多并、混联式混合动力汽车传动系统大都只是在原车型上的改进设计,布置不紧凑,传递路线长,工作模式少,开发产品有一定的局限性。通过开发结构紧凑、工作模式齐全且切换灵活、控制方便、集动力合成与变速于一体的传动系统将对汽车燃油经济性有很大提高。

[0004] 因此需要一种新型的混合动力汽车动力传动系统,使其能将动力合成与变速集成一体,并能在多种工作状态下工作,以改善混合动力汽车的动力性和燃油经济性。

发明内容

[0005] 有鉴于此,本发明的目的是提供一种双级式行星齿轮机构混合动力汽车传动系统,其将行星齿轮机构和变速器集成一体,结构紧凑,并具有纯发动机/电机驱动、单自由度/两自由度混合驱动、发动机倒车、助力倒车、有/无发动机反拖的再生制动等多种工作模式,有效结合了行星差动动力耦合功能和变速器速比调节特性,对改善混合动力汽车的动力性和燃油经济性有很好的效果。

[0006] 本发明一种双级式行星齿轮机构混合动力汽车传动系统,包括发动机、箱体、双级行星齿轮机构、电机定子、电机转子、中间传动轴、耦合输出轴、变速器和动力输出轴,所述双级行星齿轮机构、电机定子、电机转子、中间传动轴和耦合输出轴位于箱体内,发动机的输出轴设置于箱体上并与其转动配合;

双级行星齿轮机构包括太阳轮、内行星齿轮、外行星齿轮、行星架和齿圈,内行星齿轮和外行星齿轮设置于行星架上,外行星齿轮同齿圈内啮合,外行星齿轮和内行星齿轮外啮合,内行星齿轮同太阳轮外啮合;

电机定子固定设置在箱体上,发动机的输出轴同行星架固定连接,太阳轮和电机转子分别同中间传动轴同轴固定连接,耦合输出轴外套于中间传动轴并与其转动配合,耦合输出轴同变速器的动力输入端传动配合,变速器的动力输出端同动力输出轴传动配合,太阳轮和耦合输出轴之间通过离合器Ⅱ传动配合,齿圈同耦合输出轴之间通过离合器Ⅰ传动配合;

箱体和齿圈之间设置有用制动齿圈的制动器Ⅰ。

[0007] 进一步,发动机的输出轴上外套有与其单向转动配合的单向离合器,发动机的输出轴通过单向离合器设置于箱体上;

进一步,所述变速器设置于箱体内,动力输出轴设置于箱体上并与其转动配合;

进一步,电机转子和箱体之间设置有用以制动电机转子的制动器 II;

进一步,所述变速器为无极变速器或者为无倒档的多档变速器。

[0008] 另一种双级式行星齿轮机构混合动力汽车传动系统,包括发动机、箱体、单向离合器、双级行星齿轮机构、电机定子、电机转子、耦合输出轴、变速器和动力输出轴,所述双级行星齿轮机构、电机定子、电机转子和耦合输出轴位于箱体内,单向离合器外套于发动机的输出轴并与其单向转动配合,单向离合器设置于箱体上;

双级行星齿轮机构包括太阳轮、内行星齿轮、外行星齿轮、行星架和齿圈,内行星齿轮和外行星齿轮设置于行星架上,外行星齿轮同齿圈内啮合,外行星齿轮和内行星齿轮外啮合,内行星齿轮同太阳轮外啮合;

电机定子固定设置在箱体上,发动机的输出轴同太阳轮同轴固定连接,行星架同耦合输出轴之间通过离合器 II 传动配合,齿圈同耦合输出轴之间通过离合器 I 传动配合,耦合输出轴同变速器的动力输入端传动配合,变速器的动力输出端同动力输出轴传动配合,电机转子与太阳轮同轴设置且电机转子与行星架固定连接;

箱体和齿圈之间设置有用以制动齿圈的制动器 I。

[0009] 进一步,所述变速器设置于箱体内,动力输出轴设置于箱体上并与其转动配合;

进一步,电机转子和箱体之间设置有用以制动电机转子的制动器 II;

进一步,所述变速器为无极变速器或者为无倒档的多档变速器。

[0010] 本发明的有益效果:本发明混合动力汽车动力传动系统,其将双行星齿轮机构和变速器集成一体,结构紧凑,并具有纯发动机/电机驱动、单自由度/两自由度混合驱动、发动机倒车、助力倒车、有/无发动机反拖的再生制动等多种工作模式,有效结合了行星差动力耦合功能和变速器速比调节特性,对改善混合动力汽车的动力性和燃油经济性有很好的效果。

附图说明

[0011] 下面结合附图和实施例对本发明作进一步描述。

[0012] 图 1 为本发明所涉及的混合动力汽车动力传动系统的第一种结构示意图;

图 2 为本发明所涉及的混合动力汽车动力传动系统的第二种结构示意图;

图 3 为本发明所涉及的混合动力汽车动力传动系统的第三种结构示意图;

图 4 为本发明所涉及的混合动力汽车动力传动系统的第四种结构示意图;

图 5 为本发明所涉及的混合动力汽车动力传动系统的第五种结构示意图。

具体实施方式

[0013] 图 1 为本发明所涉及的混合动力汽车动力传动系统的第一种结构示意图;图 2 为本发明所涉及的混合动力汽车动力传动系统的第二种结构示意图;图 3 为本发明所涉及的混合动力汽车动力传动系统的第三种结构示意图;图 4 为本发明所涉及的混合动力汽车动力传动系统的第四种结构示意图;图 5 为本发明所涉及的混合动力汽车动力传动系统的第

五种结构示意图。

[0014] 实施例一,如图 1 所示,本实施例双级式行星齿轮机构混合动力汽车传动系统,包括发动机 1、箱体 16、双级行星齿轮机构、电机定子 7、电机转子 6、中间传动轴 21、耦合输出轴 11、变速器和动力输出轴 15,所述双级行星齿轮机构、电机定子 7、电机转子 6、中间传动轴 21 和耦合输出轴 11 于箱体 16 内,发动机的输出轴 2 设置于箱体 16 上并与其转动配合;

双级行星齿轮机构包括太阳轮 3、内行星齿轮 4、外行星齿轮 5、行星架 9 和齿圈 8,内行星齿轮 4 和外行星齿轮 5 设置于行星架 9 上,外行星齿轮 5 同齿圈 8 内啮合,外行星齿轮 5 和内行星齿轮 4 外啮合,内行星齿轮 4 同太阳轮 3 外啮合;

电机定子 7 固定设置在箱体 16 上,发动机的输出轴 2 同行星架 9 固定连接,太阳轮 3 和电机转子 6 分别同中间传动轴 21 同轴固定连接,耦合输出轴 11 外套于中间传动轴 21 并与其转动配合,耦合输出轴 11 同变速器的动力输入端传动配合,变速器的动力输出端同动力输出轴 15 传动配合,太阳轮 3 和耦合输出轴 11 之间通过离合器 II 17 传动配合,齿圈 8 同耦合输出轴 11 之间通过离合器 I 10 传动配合;

箱体 16 和齿圈 8 之间设置有用以制动齿圈 8 的制动器 I 18。

[0015] 本实施例中的变速器为无极变速器,无极变速器包括主动轮总成 12、从动轮总成 14 和在主动轮总成 12 与从动轮总成 14 之间传递动力的金属带 13,主动轮总成 12 的动力输入端同耦合输出轴 11 传动配合,从动轮总成 14 的动力输出端同动力输出轴 15 传动配合;无极变速器能实现连续的速比调节,与发动机的功率更匹配,节能性能更好;当然在具体实施中,无极变速器还可以用无倒档的多档变速器替换,发动机倒车模式时,无倒档的多档变速装置处在最低当时就可实现汽车大扭矩、低速倒车。

[0016] 作为对本实施方案的改进,所述变速器设置于箱体 16 内,动力输出轴 15 设置于箱体 16 上并与其转动配合;将变速器集成设计于箱体内,使本发明双级式行星齿轮机构混合动力汽车传动系统结构更加紧凑,有利用降低制造成本;当然在具体实施中,变速器还可以设置于箱体之外,这样变速器可以单独制造,制造更方便,但设置于箱体外,混合动力汽车动力传动系统整体结构不如本实施例紧凑。

[0017] 作为对本实施方案的进一步改进,如图 2 所示,发动机的输出轴 2 上外套有与其单向转动配合的单向离合器 20,发动机的输出轴 2 通过单向离合器 20 设置于箱体 16 上;设置单向离合器 20 可防止发生反拖发动机现象。

[0018] 作为对本实施方案的进一步改进,如图 3 所示,电机转子 6 和箱体 16 之间设置有用以制动电机转子 6 的制动器 II 19,可以增加本混合动力汽车动力传动系统的工作模式。

[0019] 实施例二,如图 4 所示,本实施例双级式行星齿轮机构混合动力汽车传动系统,包括发动机 1、箱体 16、单向离合器 20、双级行星齿轮机构、电机定子 7、电机转子 6、耦合输出轴 11、变速器和动力输出轴 15,所述双级行星齿轮机构、电机定子 7、电机转子 6 和耦合输出轴 11 位于箱体 16 内,单向离合器 20 外套于发动机的输出轴 2 并与其单向转动配合,单向离合器 20 设置于箱体 16 上;

双级行星齿轮机构包括太阳轮 3、内行星齿轮 4、外行星齿轮 5、行星架 9 和齿圈 8,内行星齿轮 4 和外行星齿轮 5 设置于行星架 9 上,外行星齿轮 5 同齿圈 8 内啮合,外行星齿轮 5 和内行星齿轮 4 外啮合,内行星齿轮 4 同太阳轮 3 外啮合;

电机定子 6 固定设置在箱体 16 上,发动机的输出轴 2 同太阳轮 3 同轴固定连接,行星

架 9 同耦合输出轴 11 之间通过离合器 II 17 传动配合,齿圈 8 同耦合输出轴 11 之间通过离合器 I 10 传动配合,耦合输出轴 11 同变速器的动力输入端传动配合,变速器的动力输出端同动力输出轴 15 传动配合,电机转子 6 与太阳轮 3 同轴设置且电机转子 6 与行星架 9 固定连接;

箱体 16 和齿圈 8 之间设置有用用于制动齿圈 8 的制动器 I 18。

[0020] 本实施例中的变速器为无极变速器,无极变速器包括主动轮总成 12、从动轮总成 14 和在主动轮总成 12 与从动轮总成 14 之间传递动力的金属带 13,主动轮总成 12 的动力输入端同耦合输出轴 11 传动配合,从动轮总成 14 的动力输出端同动力输出轴 15 传动配合;无极变速器能实现连续的速比调节,与发动机的功率更匹配,节能性能更好;当然在具体实施中,无极变速器还可以用无倒档的多档变速器替换,发动机倒车模式时,无倒档的多档变速装置处在最低当时就可实现汽车大扭矩、低速倒车。

[0021] 作为对本实施方案的改进,所述变速器设置于箱体 16 内,动力输出轴 15 设置于箱体 16 上并与其转动配合;将变速器集成设计于箱体内,使本发明双级式行星齿轮机构混合动力汽车传动系统结构更加紧凑,有利用降低制造成本;当然在具体实施中,变速器还可以设置于箱体之外,这样变速器可以单独制造,制造更方便,但设置于箱体外,混合动力汽车动力传动系统整体结构不如本实施例紧凑。

[0022] 作为对本实施方案的进一步改进,如图 5 所示,电机转子 6 和箱体 16 之间设置有用用于制动电机转子 6 的制动器 II 19,可以增加本混合动力汽车动力传动系统的工作模式。

[0023] 下面结合附图 5 对实施例二中改进方案的混合动力汽车动力传动系统的工作模式进行如下说明:

一、纯电动驱动模式

I. 电机直接驱动模式

汽车中、低速度行驶时,采用电机直接驱动模式。此时内燃机关闭,离合器 II 17 接合,制动器 I 18、制动器 II 19 和离合器 I 10 分离,电机转子 6 正转,齿圈 8 空转,单向离合器 20 因太阳轮 3 具有反转趋势而锁止,从而防止发动机反转。动力传递路线为:电机转子 6—行星架 9—离合器 II 17—耦合输出轴 11—无极变速器的主动轮总成 12—无极变速器的金属带 13—无极变速器的从动轮总成 14—动力输出轴 15。

II. 电机减速增矩驱动模式

汽车低速行驶或小坡度爬坡时,可使用电机减速增矩驱动模式。此时内燃机关闭,离合器 I 10 接合,制动器 I 18、制动器 II 19 和离合器 II 17 分离,电机转子 6 带动行星架 9 正转,齿圈 8 通过离合器 I 10 带动耦合输出轴 11 正转,单向离合器 20 因太阳轮 3 具有反转趋势而锁止,从而防止发动机反转。动力传递路线为:电机转子 6—行星架 9—外行星齿轮 5—齿圈 8—离合器 I 10—耦合输出轴 11—无极变速器的主动轮总成 12—无极变速器的金属带 13—无极变速器的从动轮总成 14—动力输出轴 15。

III. 纯电动倒车工作模式

此时内燃机关闭,离合器 II 17 接合,制动器 I 18、制动器 II 19 和离合器 I 10 分离,单向离合器 20 处于非锁止状态,电机转子 6 通过行星架 9、离合器 II 17 带动耦合输出轴 11 反转。动力传递路线与电机直接驱动模式相同。

二、纯发动机驱动模式

I. 发动机直接驱动模式

此时离合器 I 10、离合器 II 17 都接合,制动器 I 18、制动器 II 19 分离,单向离合器 20 处于非锁止状态,电机转子 6 连同整个双级行星机构作为一个整体随着发动机正转,电机转子空转。动力传递路线为:发动机 1—双级式行星齿轮机构—离合器 I 10、离合器 II 17—耦合输出轴 11—无级变速器的主动轮总成 12—无级变速器的金属带 13—无级变速器的从动轮总成 14—动力输出轴 15。

[0027] II. 发动机减速增矩驱动模式

此时制动器 II 19 和离合器 I 10 接合,制动器 I 18 和离合器 II 17 分离,单向离合器 20 处于非锁止状态,发动机依次通过发动机输出轴 2、太阳轮 3、内行星齿轮 4、外行星齿轮 5、齿圈 8、离合器 I 10 带动耦合输出轴 11 旋转。动力传递路线为:发动机 1—太阳轮 3—内行星齿轮 4—外行星齿轮 5—齿圈 8—离合器 I 10—耦合输出轴 11—无级变速器的主动轮总成 12—无级变速器的金属带 13—无级变速器的从动轮总成 14—动力输出轴 15。

[0028] III. 发动机倒车工作模式

在电池电量不足或倒车坡度较大时,可采用发动机倒车工作模式。此时制动器 I 18 和离合器 II 17 接合,制动器 II 19 和离合器 I 10 分离,单向离合器 20 处于非锁止状态,电机转子 6 随行星架 9 空转,发动机 1 通过双级式行星齿轮机构换向实现倒车驱动。动力传递路线为:发动机 1—太阳轮 3—内行星齿轮 4—外行星齿轮 5—行星架 9—离合器 II 17—耦合输出轴 11—无级变速器的主动轮总成 12—无级变速器的金属带 13—无级变速器的从动轮总成 14—动力输出轴 15。

[0029] 三、单自由度混合驱动模式

I. 单自由度混合驱动前行模式

此时离合器 I 10、离合器 II 17 均接合,制动器 I 18、制动器 II 19 分离,单向离合器 20 处于非锁止状态,电机转子 6 连同整个双级式行星齿轮机构作为一个整体随发动机输出轴 2 一起转动。此模式又具有两种不同的工作模式:

① 单自由度电机助力混合驱动模式

汽车高速行驶或爬坡时使用这种工作模式。动力传递路线合二为一,第一条动力传递路线为:发动机 1—双级式行星齿轮机构—离合器 I 10、离合器 II 17—耦合输出轴 11—无级变速器的主动轮总成 12—无级变速器的金属带 13—无级变速器的从动轮总成 14—动力输出轴 15;第二条动力传递路线为:电机转子 6—行星架 9—离合器 II 17—耦合输出轴 11—无级变速器的主动轮总成 12—无级变速器的金属带 13—无级变速器的从动轮总成 14—动力输出轴 15。

[0030] ② 单自由度行车发电混合驱动模式

汽车一般行驶速度且电量不足时使用这种工作模式。此时动力传动路线一分为二,第一条动力传递路线为:发动机 1—双级式行星齿轮机构—电机转子 6;第二条动力传递路线为:发动机 1—双级式行星齿轮机构—离合器 I 10、离合器 II 17—耦合输出轴 11—无级变速器的主动轮总成 12—无级变速器的金属带 13—无级变速器的从动轮总成 14—动力输出轴 15。

[0031] II. 单自由度助力倒车模式

汽车大坡度倒车时使用此工作模式。此时制动器 I 18 和离合器 II 17 接合,制动器 II 19

和离合器 I 10 分离,单向离合器 20 处于非锁止状态,电机转子 6 反转。动力传递路线合二为一,第一条动力传递路线为:发动机 1—太阳轮 3—内行星齿轮 4—外行星齿轮 5—行星架 9—离合器 II 17—耦合输出轴 11—无级变速器的主动轮总成 12—无级变速器的金属带 13—无级变速器的从动轮总成 14—动力输出轴 15;第二条动力传递路线为:电机转子 6—行星架 9—离合器 II 17—耦合输出轴 11—无级变速器的主动轮总成 12—无级变速器的金属带 13—无级变速器的从动轮总成 14—动力输出轴 15。

[0032] 四、两自由度混合驱动模式

该模式可实现发动机和电机的速度合成混合驱动,可以根据不同工况动力性要求实时改变电机转速、扭矩确保发动机始终处在最佳燃油工作点,这是扭矩合成混合驱动方式无法比的。两自由度混合驱动模式时,只有离合器 I 10 接合,这种模式具有两种不同的工作模式:

① 两自由度机电联合驱动模式

此模式时根据不同工况汽车动力性要求和驾驶员车速需求,电机实时提供相应的输出转速和转矩,在保持发动机处在最佳燃油工作点情况下联合发动机共同驱动汽车行驶。动力传递路线合二为一,第一条动力传递路线为:发动机 1—太阳轮 3—内行星齿轮 4—外行星齿轮 5—齿圈 8—离合器 I 10—耦合输出轴 11—无级变速器的主动轮总成 12—无级变速器的金属带 13—无级变速器的从动轮总成 14—动力输出轴 15;第二条动力传递路线为:电机转子 6—行星架 9—外行星齿轮 5—齿圈 8—离合器 I 10—耦合输出轴 11—无级变速器的主动轮总成 12—无级变速器的金属带 13—无级变速器的从动轮总成 14—动力输出轴 15。

[0033] ② 两自由度行车发电工作模式

电池电量不足、汽车中、低速行驶时,利用发动机盈余功率给电机充电。此时动力传递路线一分为二,第一条动力传递路线为:发动机 1—太阳轮 3—内行星齿轮 4—外行星齿轮 5—行星架 9—电机转子 6;第二条动力传递路线为:发动机 1—太阳轮 3—内行星齿轮 4—外行星齿轮 5—齿圈 8—离合器 I 10—耦合输出轴 11—无级变速器的主动轮总成 12—无级变速器的金属带 13—无级变速器的从动轮总成 14—动力输出轴 15。

[0034] 五、电力变矩模式

在发动机起步或低速爬坡时,利用电机发电,在电机逐步减小发电量、增加发电阻力矩的过程中,汽车逐步由静止到以一定车速行驶的过程,电机起到液力变矩器的作用,同时吸收发动机的盈余功率为电池充电。此时只有离合器 I 10 接合。其动力传递路线一分为二,两条动力传递路线与两自由度行车发电工作模式的两条动力传递路线相同。电力变矩模式前期动力传递以第一条动力传递路线为主;电力变矩模式后期动力传递以第二条动力传递路线为主。

[0035] 六、驻车发电模式

此时制动器 I 18 接合,制动器 II 19、离合器 I 10 和离合器 II 17 均分离,单向离合器 20 处于非锁止状态,电机反转发电。动力传递路线为:发动机 1—太阳轮 3—内行星齿轮 4—外行星齿轮 5—行星架 9—电机转子 6。

[0036] 七、启动发动机模式

I. 停车空挡启动发动机模式

此时制动器 I 18 接合,制动器 II 19、离合器 I 10 和离合器 II 17 均分离,单向离合器 20 处于非锁止状态,电机反转启动发动机。动力传动路线为:电机转子 6—行星架 9—外行星齿轮 5—内行星齿轮 4—太阳轮 3—发动机输出轴 2—发动机 1。

[0037] II. 行车挂挡启动发动机模式

此时离合器 I 10、离合器 II 17 接合,制动器 I 18、制动器 II 19 分离,单向离合器 20 处在非锁止状态,电机转子 6 连同整个双级式行星齿轮机构作为一个整体随耦合输出轴 11 转动。行车挂挡启动发动机模式有两种方式:

① 行车挂档电机启动发动机模式

汽车由纯电动驱动工作模式转变为纯发动机驱动模式或混合驱动模式时,如果电池电量足够,可使用这种方式启动发动机。此时电机在驱动汽车行驶的同时启动发动机。动力传递路线一分为二,第一条动力传递路线为:电机转子 5—双级式行星齿轮机构—离合器 I 10、离合器 II 17—耦合输出轴 11—无级变速器的主动轮总成 12—无级变速器的金属带 13—无级变速器的从动轮总成 14—动力输出轴 15;第二条动力传递路线为:电机转子 5—双级式行星齿轮机构—发动机输出轴 2—发动机 1。

[0038] ② 行车挂档拖启动发动机模式

汽车由纯电动驱动工作模式转变为纯发动机驱动模式时,若果电池电量不足,可使用这种方式利用汽车行驶惯性启动发动机。此时电机转子随双级式行星齿轮机构空转。动力传递路线为:动力输出轴 15—无级变速器的从动轮总成 14—无级变速器的金属带 13—无级变速器的主动轮总成 12—耦合输出轴 11—离合器 I 10、离合器 II 17—双级式行星齿轮机构—发动机输出轴 2—发动机 1。

[0039] III. 行车挂档增速拖启动发动机模式

汽车由纯电动驱动工作模式转变为纯发动机驱动模式时,若果电池电量不足且汽车行驶速度较低,可使用这种方式利用汽车行驶惯性让发动机在较高转速下启动。此时离合器 I 10 和制动器 II 19 接合,离合器 II 17 和制动器 I 18 分离,单向离合器 20 处在非锁止状态。动力传递路线为:动力输出轴 15—无级变速器的从动轮总成 14—无级变速器的金属带 13—无级变速器的主动轮总成 12—耦合输出轴 11—离合器 I 10—齿圈 8—外行星齿轮 5—内行星齿轮 4—太阳轮 3—发动机输出轴 2—发动机 1。

[0040] IV. 行车空档电机启动发动机模式

汽车由纯电动驱动工作模式转变为纯发动机驱动模式或混合驱动模式时,如果电池电量足够,行车过程中也可使用空档电机启动发动机模式,此工作模式实现过程中汽车在空挡状态下依靠惯性继续行驶。此时分离离合器 I 10、离合器 II 17,使汽车处于空挡状态,然后接合制动器 II 19,停下电机后分离制动器 II 19,然后接合 B1,电机开始反转启动发动机。动力传递路线为:电机转子 6—外行星齿轮 5—内行星齿轮 4—太阳轮 3—发动机输出轴 2—发动机 1。

[0041] 八、再生制动模式

I. 无发动机反拖再生制动模式

在一般性汽车减速或停车时,可让电机在发动机不反拖的情况下发电,增加再生制动能量回收量。此时内燃机关闭,离合器 II 17 接合,制动器 I 18、制动器 II 19 和离合器 I 10 分离,行星架 9 通过离合器 II 17 随耦合输出轴 11 正转并带动电机转子 6 发电,齿圈 8

空转,单向离合器 20 因太阳轮 3 具有反转趋势而锁止,从而防止发动机反转。动力传递路线为:动力输出轴 15—无级变速器的从动轮总成 14—无级变速器的金属带 13—无级变速器的主动轮总成 12—耦合输出轴 11—离合器 II 17—行星架 9—电机转子 6。

[0042] II. 有发动机反拖再生制动模式

汽车在溜滑路面、陡峭路面上减速或停车时,使用有发动机反拖再生制动模式可以避免频繁使用制动器,从而延长制动器摩擦片使用寿命。此时离合器 I 10、离合器 II 17 接合,制动器 I 18、制动器 II 19 分离,单向离合器 20 处于非锁止状态,电机转子 6 连同整个双级式行星齿轮机构作为一整体通过离合器 I 10、离合器 II 17 随着耦合输出轴 11 旋转,汽车一部分行驶动能通过电机发电实现制动能量回收,一部分动能通过发动机反拖阻力消耗掉。动力传递路线一分为二,第一条动力传递路线为:动力输出轴 15—无级变速器的从动轮总成 14—无级变速器的金属带 13—无级变速器的主动轮总成 12—耦合输出轴 11—离合器 I 10、离合器 II 17—双级式行星齿轮机构—电机转子 6;第二条动力传递路线为:动力输出轴 15—无级变速器的从动轮总成 14—无级变速器的金属带 13—无级变速器的主动轮总成 12—耦合输出轴 11—离合器 I 10、离合器 II 17—双级式行星齿轮机构—发动机输出轴 2—发动机 1。

[0043] 图 3 所示的双级式行星齿轮机构混合动力汽车传动系统的工作模式与上边分析的图 5 所示传动系统的工作模式完全相同,且各工作模式所对应的制动器 I 18 与制动器 II 19、离合器 I 10 与离合器 II 17、单向离合器 20 的工作状态与上边分析的图 5 所示动力传动系统相应工作模式也完全相同。

[0044] 图 2、图 4 分别为图 3、图 5 所示的传动系统结构中省去了制动器 II 19 的传动系统。

[0045] 图 2、图 4 所示的各个传动系统具有相同的工作模式,与图 5 所示传动系统相比它们的工作模式缺少了发动机减速增矩驱动模式、行车挂档增速拖启动发动机模式、行车空挡电机启动发动机模式三种工作模式。它们所具有的各工作模式所对应的制动器 I 18 与制动器 II 19、离合器 I 10 与离合器 II 17、单向离合器 20 的工作状态与上边分析的图 5 所示动力传动系统相应工作模式完全相同。

[0046] 图 1 为图 3 所示的传动系统结构中省去了制动器 II 19 和单向离合器 20 的传动系统。与图 3 所示动力传动系统相比其工作模式缺少了发动机减速增矩驱动模式、电机减速增矩驱动模式、行车挂档增速拖启动发动机模式、行车空挡电机启动发动机模式四种工作模式。其工作模式可以参照图 3 的分析方法,进行类似的工作模式分析。

[0047] 最后说明的是,以上实施例仅用以说明本发明的技术方案而非限制,尽管参照较佳实施例对本发明进行了详细说明,本领域的普通技术人员应当理解,可以对本发明的技术方案进行修改或者等同替换,而不脱离本发明技术方案的宗旨和范围,其均应涵盖在本发明的权利要求范围当中。

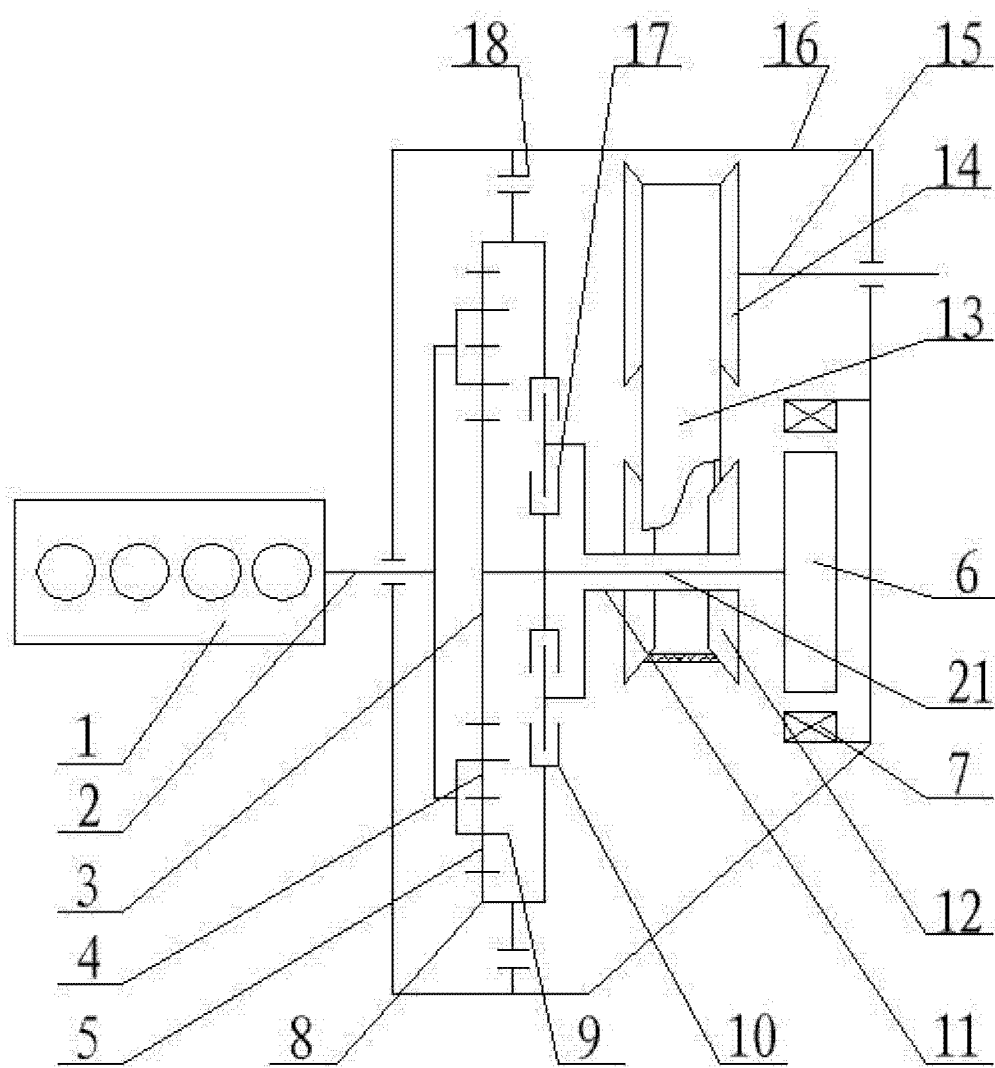


图 1

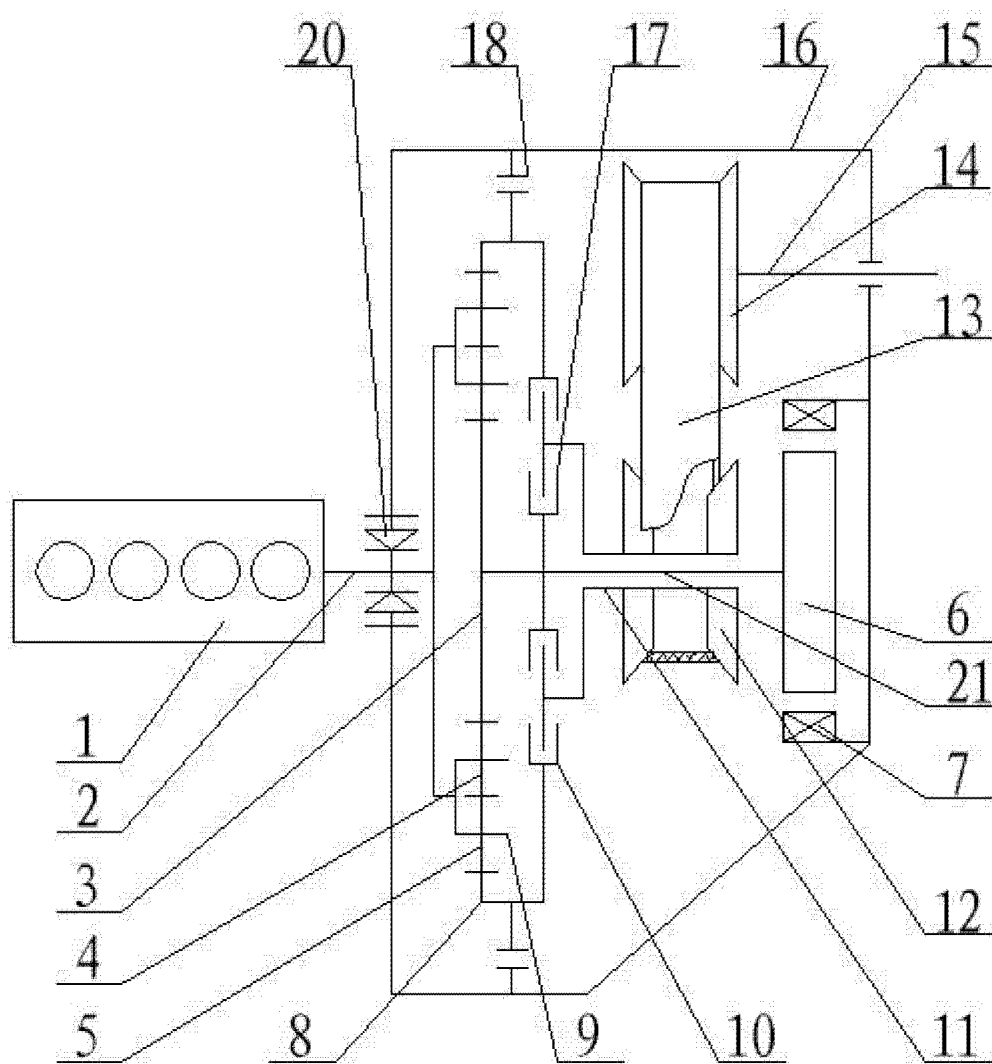


图 2

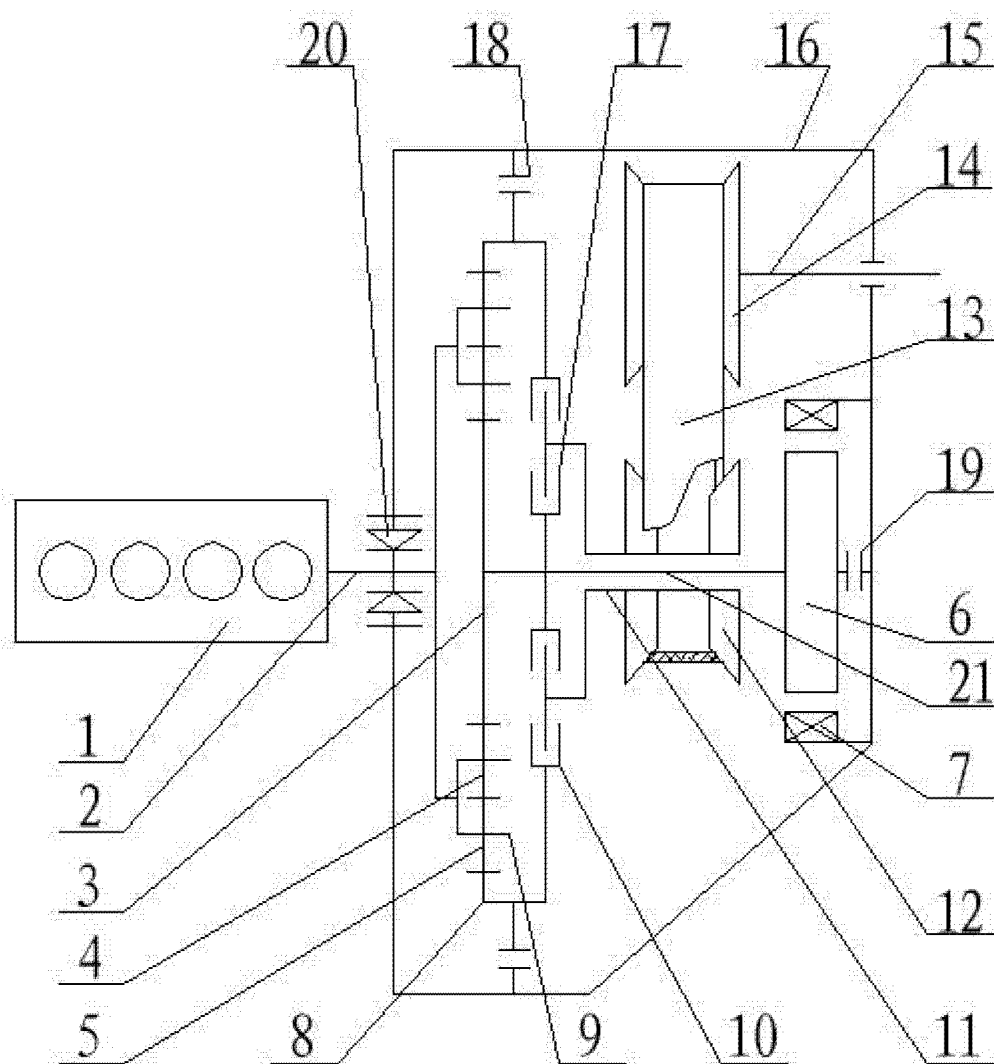


图 3

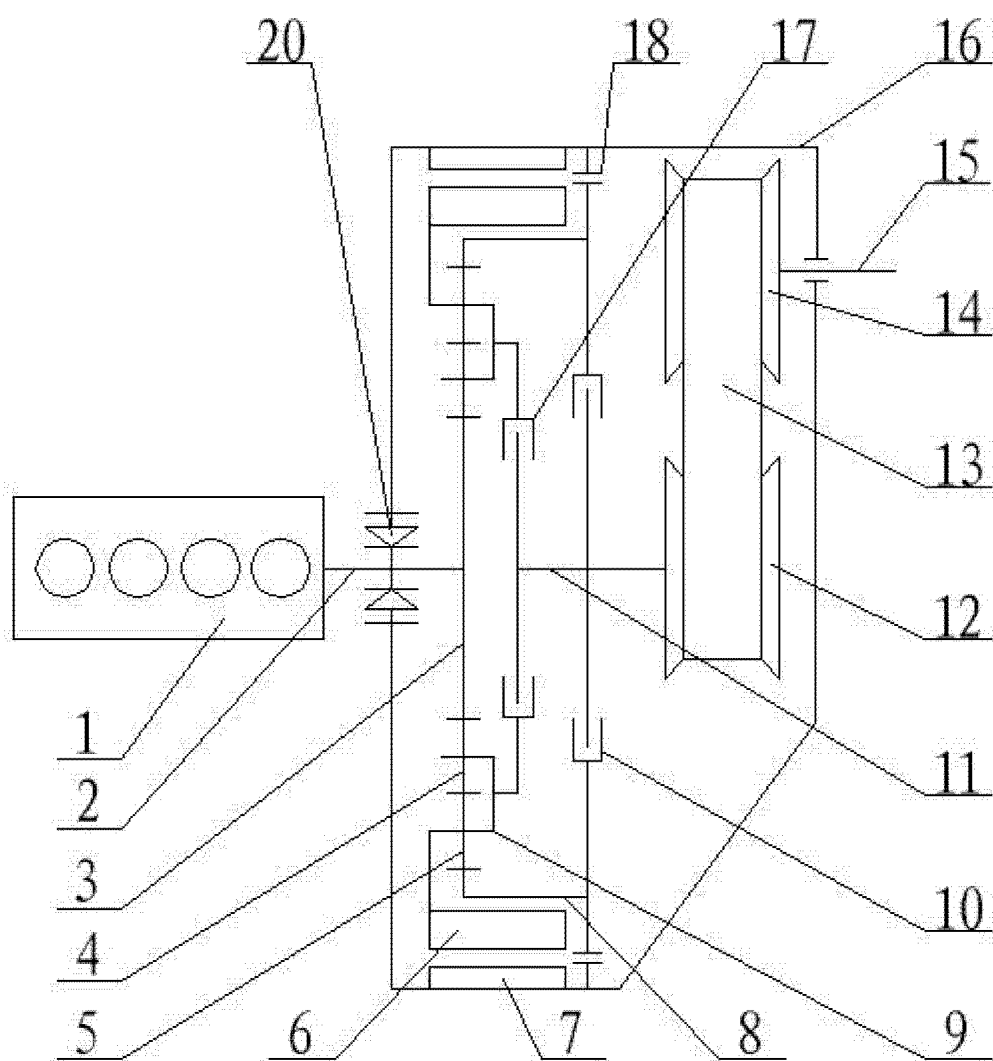


图 4

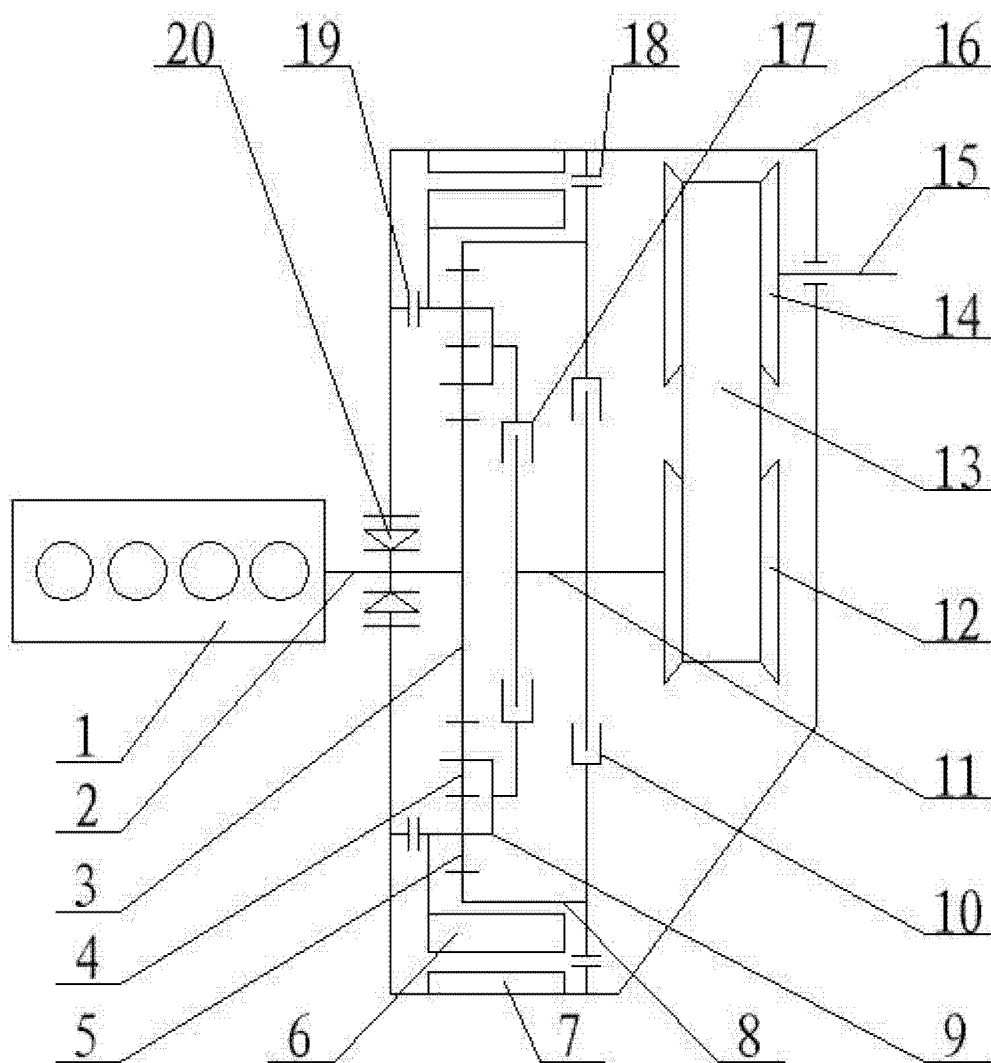


图 5