(19)国家知识产权局

(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 119527029 A
(43)申请公布日 2025.02.28

(21)申请号 202411819123.8

(22)申请日 2024.12.11

(71)申请人 江苏零一汽车科技有限公司
地址 215400 江苏省苏州市太仓市沙溪镇岳王临港南路525号,平谦(太仓)现代产业园17#厂房

(72)发明人 请求不公布姓名 请求不公布姓名 请求不公布姓名 请求不公布姓名 请求不公布姓名 请求不公布姓名 请求不公布姓名 请求不公布姓名 请求不公布姓名 请求不公布姓名

(74)专利代理机构 北京德崇智捷知识产权代理有限公司 11467
专利代理师 王国荃

(51)Int.Cl.
*B60K 17/04*(2006.01)
*B60K 17/08*(2006.01)
*B60K 17/16*(2006.01)

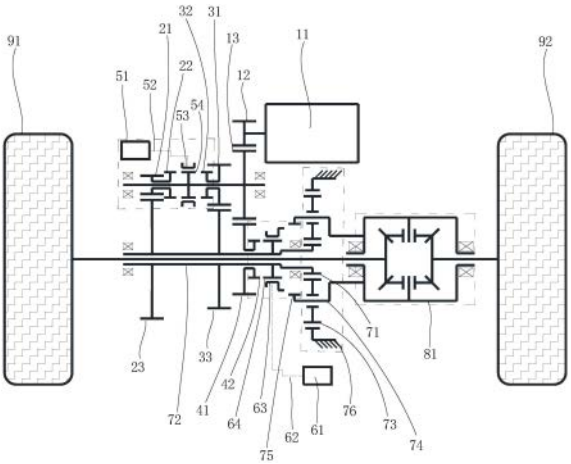
权利要求书2页 说明书9页 附图6页

(54)发明名称

一种单电机五挡传动电驱桥系统及车辆

(57)摘要

本发明涉及一种单电机五挡传动电驱桥系统和车辆,前述系统包括电机、第一换挡机构、第二换挡机构、行星排总成及三组传动齿轮组;行星排总成包括太阳轮、行星轮、行星架及齿圈;三组传动齿轮组包括第一主动齿轮及第一从动齿轮、第二主动齿轮及第二从动齿轮、第三从动齿轮;电机连接输入轴,输入轴与常啮合中间轴相啮合;第一主动齿轮与第二主动齿轮依次设置于常啮合中间轴上,第一换挡机构设置于第一主动齿轮和第二主动齿轮之间;第一从动齿轮和第二从动齿轮固设于太阳轮轴上,第三从动齿轮空套于太阳轮轴上,第二换挡机构设置于第三从动齿轮与行星排总成之间;通过第一换挡机构和第二换挡机构的配合,构成五个传动挡位。




CN 119527029 A

1.一种单电机五挡传动电驱桥系统,其特征在于,包括电机、第一换挡机构、第二换挡机构、行星排总成及三组传动齿轮组;

所述行星排总成包括太阳轮、行星轮、行星架及齿圈,所述太阳轮通过太阳轮轴与所述三组传动齿轮组传动连接;

所述三组传动齿轮组包括第一主动齿轮及第一从动齿轮、第二主动齿轮及第二从动齿轮、第三从动齿轮;

所述电机连接有输入轴,所述输入轴与常啮合中间轴相啮合;所述第一主动齿轮与所述第二主动齿轮依次设置于所述常啮合中间轴上,所述第一换挡机构设置于所述第一主动齿轮和所述第二主动齿轮之间;

所述第一从动齿轮和所述第二从动齿轮固设于所述太阳轮轴上,所述第三从动齿轮空套于所述太阳轮轴上,所述第二换挡机构设置于所述第三从动齿轮与所述行星排总成之间;

通过所述第一换挡机构和所述第二换挡机构的配合,构成五个传动挡位。

2.根据权利要求1所述的单电机五挡传动电驱桥系统,其特征在于,所述第一换挡机构包括第一换挡执行器、第一换挡拨叉、第一齿套和第一齿毂;

所述第一齿毂固定设置在所述常啮合中间轴上,且所述第一齿毂设置于所述第一主动齿轮与所述第二主动齿轮之间,所述第一齿套套设于所述第一齿毂上并能够轴向滑动;

所述第一换挡执行器通过所述第一换挡拨叉驱动所述第一齿套,使所述第一齿套能够与所述第一主动齿轮或所述第二主动齿轮选择性接合。

3.根据权利要求2所述的单电机五挡传动电驱桥系统,其特征在于,所述第二换挡机构包括第二换挡执行器、第二换挡拨叉、第二齿套和第二齿毂;

所述第二齿毂固定设置于所述太阳轮轴上,且所述第二齿毂设置于所述第三从动齿轮与所述行星架的结合齿之间,所述第二齿套套设于所述第二齿毂上并能够轴向滑动;

所述第二换挡执行器通过所述第二换挡拨叉驱动所述第二齿套,使所述第二齿套能够与所述第三从动齿轮或所述行星架选择性接合。

4.根据权利要求1所述的单电机五挡传动电驱桥系统,其特征在于,所述第一主动齿轮与所述第一从动齿轮之间具有第一减速比,所述第二主动齿轮与所述第二从动齿轮之间具有第二减速比,所述第三从动齿轮与所述常啮合中间轴的啮合齿轮之间具有第三减速比;

所述第一减速比大于所述第二减速比,所述第二减速比大于所述第三减速比。

5.根据权利要求1所述的单电机五挡传动电驱桥系统,其特征在于,所述太阳轮轴固定设置于所述太阳轮的一端,所述行星轮设置有多个且环绕所述太阳轮设置;

所述行星轮分别与所述太阳轮和所述齿圈相啮合,所述行星轮可转动地安装于所述行星架上;

所述齿圈固定于所述行星排总成的壳体上,所述行星架的输出端与差速器相连。

6.根据权利要求3所述的单电机五挡传动电驱桥系统,其特征在于,当处于一挡传递状态时,所述第一齿套与所述第一主动齿轮相接合,所述第二齿套处于中间位置,与所述第三从动齿轮及所述行星架均不接合。

7.根据权利要求3所述的单电机五挡传动电驱桥系统,其特征在于,当处于二挡传递状态时,所述第一齿套与所述第二主动齿轮相接合,所述第二齿套处于中间位置,与所述第三

从动齿轮和所述行星架均不接合。

8.根据权利要求3所述的单电机五挡传动电驱桥系统,其特征在于,当处于三挡传递状态时,所述第一齿套处于中间位置,与所述第一主动齿轮和所述第二主动齿轮均不接合,所述第二齿套与所述第三从动齿轮相接合。

9.根据权利要求3所述的单电机五挡传动电驱桥系统,其特征在于,当处于四挡传递状态时,所述第一齿套与所述第一主动齿轮相接合,所述第二齿套与所述行星架相接合。

10.根据权利要求3所述的单电机五挡传动电驱桥系统,其特征在于,当处于五挡传递状态时,所述第一齿套与所述第二主动齿轮相接合,所述第二齿套与所述行星架相接合。

11.一种车辆,其特征在于,所述车辆包括如权利要求1—10任一项所述的单电机五挡传动电驱桥系统。

# 一种单电机五挡传动电驱桥系统及车辆

## 技术领域

[0001] 本发明涉及车辆动力系统技术领域,尤其涉及一种单电机五挡传动电驱桥系统及车辆。

## 背景技术

[0002] 随着新能源汽车产业的快速发展,纯电驱动的重型商用卡车逐渐成为行业发展的重要方向。目前,纯电重型商用车所采用的单电机电驱桥大部分采用四挡以内的布置形式,且至少需要采用两个换挡执行器和齿套来实现换挡功能。如果需要增加挡位数量,通常需要配置三个及以上的换挡执行器和齿套。

[0003] 现有技术中的四挡电驱桥通常采用主副箱换挡的传动模式,通过两个换挡执行器和齿套来实现四个挡位的传动。这种结构虽然能够满足基本的传动需求,但是由于挡位较少,导致相邻挡位之间的速比级差较大,难以实现电机在全工况下的高效运行。

[0004] 另外,现有的电驱桥系统在换挡过程中,由于速比级差较大,往往需要较长的调速同步时间,这不仅影响了车辆的驾驶性能,也会产生较大的换挡冲击,降低了传动系统的使用寿命和可靠性。

[0005] 因此,亟需一种新型的电驱桥系统,既能够在保持结构简单、成本较低的前提下实现更多的挡位配置,又能够通过合理的速比级差设计,确保车辆在全速域范围内都能保持电机的高效运行,同时还能够减小换挡冲击,提升驾驶性能。

## 发明内容

[0006] 本发明公开了一种单电机五挡传动电驱桥系统及车辆,旨在解决现有技术中存在的技术问题。

[0007] 本发明采用下述技术方案:

[0008] 一方面,本发明实施例提供了一种单电机五挡传动电驱桥系统,包括电机、第一换挡机构、第二换挡机构、行星排总成及三组传动齿轮组;

[0009] 行星排总成包括太阳轮、行星轮、行星架及齿圈,太阳轮通过太阳轮轴与三组传动齿轮组传动连接;

[0010] 三组传动齿轮组包括第一主动齿轮及第一从动齿轮、第二主动齿轮及第二从动齿轮、第三从动齿轮;

[0011] 电机连接有输入轴,输入轴与常啮合中间轴相啮合;第一主动齿轮与第二主动齿轮依次设置于常啮合中间轴上,第一换挡机构设置于第一主动齿轮和第二主动齿轮之间;

[0012] 第一从动齿轮和第二从动齿轮固设于太阳轮轴上,第三从动齿轮空套于太阳轮轴上,第二换挡机构设置于第三从动齿轮与行星排总成之间;

[0013] 通过第一换挡机构和第二换挡机构的配合,构成五个传动挡位。

[0014] 作为优选的技术方案,第一换挡机构包括第一换挡执行器、第一换挡拨叉、第一齿套和第一齿毂;

[0015] 第一齿毂固定设置在常啮合中间轴上,且第一齿毂设置于第一主动齿轮与第二主动齿轮之间,第一齿套套设于第一齿毂上并能够轴向滑动;

[0016] 第一换挡执行器通过第一换挡拨叉驱动第一齿套,使第一齿套能够与第一主动齿轮或第二主动齿轮选择性接合。

[0017] 作为优选的技术方案,第二换挡机构包括第二换挡执行器、第二换挡拨叉、第二齿套和第二齿毂;

[0018] 第二齿毂固定设置于太阳轮轴上,且第二齿毂设置于第三从动齿轮与行星架的结合齿之间,第二齿套套设于第二齿毂上并能够轴向滑动;

[0019] 第二换挡执行器通过第二换挡拨叉驱动第二齿套,使第二齿套能够与第三从动齿轮或行星架选择性接合。

[0020] 作为优选的技术方案,第一主动齿轮与第一从动齿轮之间具有第一减速比,第二主动齿轮与第二从动齿轮之间具有第二减速比,第三从动齿轮与常啮合中间轴的啮合齿轮之间具有第三减速比;

[0021] 第一减速比大于第二减速比,第二减速比大于第三减速比。

[0022] 作为优选的技术方案,太阳轮轴固定设置于太阳轮的一端,行星轮设置有多个且环绕太阳轮设置;

[0023] 行星轮分别与太阳轮和齿圈相啮合,行星轮可转动地安装于行星架上;

[0024] 齿圈固定于行星排总成的壳体上,行星架的输出端与差速器相连。

[0025] 作为优选的技术方案,当处于一挡传递状态时,第一齿套与第一主动齿轮相接合,第二齿套处于中间位置,与第三从动齿轮及行星架均不接合。

[0026] 作为优选的技术方案,当处于二挡传递状态时,第一齿套与第二主动齿轮相接合,第二齿套处于中间位置,与第三从动齿轮和行星架均不接合。

[0027] 作为优选的技术方案,当处于三挡传递状态时,第一齿套处于中间位置,与第一主动齿轮和第二主动齿轮均不接合,第二齿套与第三从动齿轮相接合。

[0028] 作为优选的技术方案,当处于四挡传递状态时,第一齿套与第一主动齿轮相接合,第二齿套与行星架相接合。

[0029] 作为优选的技术方案,当处于五挡传递状态时,第一齿套与第二主动齿轮相接合,第二齿套与行星架相接合。

[0030] 另一方面,本发明实施例还提供了一种车辆,所述车辆包括如上任一项所述的单电机五挡传动电驱桥系统。

[0031] 上述发明中的一个实施例具有如下优点或有益效果:

[0032] 本发明主要提供了一种单电机五挡传动电驱桥系统及配置有该电驱桥系统的车辆,与现有技术相比,本发明实施例的电驱桥系统仅采用两个换挡执行器和齿套就实现了五个前进挡位的动力传递,相比现有技术中需要三个及以上执行器的方案,不仅大大降低了系统成本和结构复杂度,还提高了系统的可靠性和维护便利性;同时通过在二挡和四挡之间设置三挡作为过渡挡位,有效缩小了相邻挡位之间的速比级差,而较小的速比级差不仅能够缩短换挡过程中的调速同步时间,还可以显著降低换挡冲击,提升系统的换挡品质和使用寿命。

[0033] 此外,本发明实施例的五挡传动结构尤其适用于纯电驱动的重型商用车,可在保

证动力性能的同时实现经济性和可靠性的统一,使得商用车能够在不同的车速和负载条件下,始终保持电机在较高的效率区间内运行,通过合理的速比配置,既满足了车辆起步时对大扭矩的需求,又能保证车辆在较高速巡航时的动力经济性,从而提升整车的续航里程。

## 附图说明

[0034] 为了更清楚地说明本发明实施例的技术方案,下面将对实施例描述中所需要使用的附图作简单地介绍,构成本发明的一部分,本发明的示意性实施例及其说明解释本发明,并不构成对本发明的不当限定。在附图中:

[0035] 图1为本发明一个实施例提供的单电机五挡传动电驱桥系统结构示意图;

[0036] 图2为本发明一个实施例提供的一挡传动的功率流示意图;

[0037] 图3为本发明一个实施例提供的二挡传动的功率流示意图;

[0038] 图4为本发明一个实施例提供的三挡传动的功率流示意图;

[0039] 图5为本发明一个实施例提供的四挡传动的功率流示意图;

[0040] 图6为本发明一个实施例提供的五挡传动的功率流示意图。

[0041] 附图标记说明:

[0042] 电机11,输入轴12,常啮合中间轴13,第一主动齿轮21,第一结合齿22,第一从动齿轮23,第二主动齿轮31,第二结合齿32,第二从动齿轮33,第三从动齿轮41,第三结合齿42,第一换挡执行器51,第一换挡拨叉52,第一齿套53,第一齿毂54,第二换挡执行器61,第二换挡拨叉62,第二齿套63,第二齿毂64,太阳轮71,太阳轮轴72,行星轮73,行星架74,高挡结合齿75,齿圈76,差速器81,左轮端91,右轮端92。

## 具体实施方式

[0043] 为使本发明的目的、技术方案和优点更加清楚,下面将结合本发明具体实施例及相应的附图对本发明技术方案进行清楚、完整地描述。在本发明的描述中,需要说明的是,术语“或”通常是以包括“和/或”的含义而进行使用的,除非内容另外明确指出外。

[0044] 在本申请的描述中,术语“第一”、“第二”等仅用于区分描述,而不能理解为指示或暗示相对重要性。

[0045] 显然,所描述的实施例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。

[0046] 在纯电重型商用车领域,现有的电驱桥通常采用四挡以内的传动结构,且需要配置至少两个换挡执行器和齿套来实现换挡功能,这种结构在需要增加挡位时,往往需要增加换挡执行器和齿套的数量,导致结构复杂且成本上升;此外,由于挡位较少,相邻挡位之间的速比级差较大,不仅影响换挡品质,也难以保证电机在全工况范围内的高效运行。

[0047] 为解决上述问题,本发明实施例提供了一种单电机五挡传动电驱桥系统,通过三轴式平行轴和单级行星排的构造,由两套换挡机构实现五个前进挡挡位的传动,与现有技术相比。显著降低了系统成本和结构复杂度,有效缩小了相邻挡位之间的速比级差。

[0048] 参考图1,在一种优选实施方式中,单电机五挡传动电驱桥系统包括电机11、三轴式平行轴、三组传动齿轮组、行星排总成和两套换挡机构,其中,三轴式平行轴设置于系统

主箱中,行星排总成设置于系统副箱中,两套换挡机构包括第一换挡机构和第二换挡机构,第一换挡机构控制两个挡位的切换,第二换挡机构控制三挡和高挡的切换,通过第一换挡机构和第二换挡机构的配合,排列组合形成五个前进挡位的切换。

[0049] 需要说明的是,在本申请实施例中的主箱和副箱是一个统一的传动系统,不是为了实现挡位的单纯倍增,主箱中的三轴式平行轴结构和副箱中的行星排总成是协同工作的,共同实现五个挡位的传动。

[0050] 在一种优选实施方式中,三轴式平行轴包括输入轴12、常啮合中间轴13和太阳轮轴72;三组传动齿轮组包括第一主动齿轮21及第一从动齿轮23、第二主动齿轮31及第二从动齿轮33、第三从动齿轮41,其中,第一主动齿轮21的一端设有第一结合齿22,第二主动齿轮31的一端设有第二结合齿32,第三从动齿轮41的一端设有第三结合齿42;行星排总成包括太阳轮71、行星轮73、行星架74及齿圈76,太阳轮71通过太阳轮轴72与三组传动齿轮组传动连接,行星架74的一端设有高挡结合齿75。

[0051] 在一种优选实施方式中,电机11的输出端与输入轴12固连,作为动力功率输入端;输入轴12与常啮合中间轴13保持常啮合的状态,用于将动力传递至常啮合中间轴13;常啮合中间轴13上依次设置有第一主动齿轮21和第二主动齿轮31,其中第一主动齿轮21和第二主动齿轮31空套设置在常啮合中间轴13上,常啮合中间轴13的一端与第三从动齿轮41传动连接,也即,常啮合中间轴13上设有一个与第三从动齿轮41常啮合的齿轮。

[0052] 在本实施例中,电机11包括定子、转子、线圈、转子轴等结构,其中的转子轴作为电机11的动力输出端,与三轴式平行轴中的输入轴12相连,具体地,电机11的具体型号、结构或规格可根据整车的动力性能需求进行选型配置,在本实施例中不作具体限定。

[0053] 在一种优选实施方式中,第一换挡机构设置于第一主动齿轮21和第二主动齿轮31之间,第一换挡机构可选择地与第一结合齿22或第二结合齿32相接合,以实现主箱两个挡位的切换;动力功率通过常啮合中间轴13上的部件传递至太阳轮轴72,第一从动齿轮23和第二从动齿轮33固设于太阳轮轴72上,可直接将动力传递至行星排总成,第三从动齿轮41空套于太阳轮轴72上,第二换挡机构设置于第三从动齿轮41与行星排总成之间,第二换挡机构可选择地与第三结合齿42或高挡结合齿75相接合,以实现三挡和副箱的高挡的切换。

[0054] 在一种优选实施方式中,第一主动齿轮21与第一从动齿轮23之间具有第一减速比,第二主动齿轮31与第二从动齿轮33之间具有第二减速比,第三从动齿轮41与常啮合中间轴13的啮合齿轮之间具有第三减速比。本领域技术人员应理解,减速比越大,输出的扭矩越大。在本实施例中不再限定减速比的具体比值及各传动齿的齿数多寡,本领域技术人员可以根据实际应用场景进行适应性调整。

[0055] 优选地,第一减速比、第二减速比、第三减速比各不相同。

[0056] 更优选地,第一减速比大于第二减速比,第二减速比大于第三减速比。其中,较大的第一减速比可以满足重型商用车起步时对大扭矩的需求;中间的第二减速比则适用于城市工况下的频繁加减速工况;较小的第三减速比则有利于高速巡航工况下的动力经济性;这种递减的减速比设计能够保证相邻挡位之间具有合理的速比级差。通过上述三个基本的减速比,再结合行星排总成的速比特性,可以组合形成五个合理分布的传动挡位,既保证了起步性能,又兼顾了经济性。

[0057] 在一种优选实施方式中,第一换挡机构包括第一换挡执行器51、第一换挡拨叉52、

第一齿套53和第一齿毂54;其中,第一齿毂54固定设置在常啮合中间轴13上,且第一齿毂54设置于第一主动齿轮21与第二主动齿轮31之间,第一齿毂54的外圆周面上设有花键,第一齿套53套设于第一齿毂54上并能够轴向滑动,第一齿套53具有与花键配合的内花键,这种花键配合既能传递扭矩,又允许第一齿套53在轴向上自由滑动。

[0058] 第一齿套53的两端分别设有内花键,可与第一主动齿轮21和第二主动齿轮31上的结合齿(即第一结合齿22和第二结合齿32)选择性接合。第一换挡执行器51通过第一换挡拨叉52带动第一齿套53轴向移动,当第一齿套53向左移动时,其左端内花键与第一主动齿轮21的第一结合齿22接合,此时第一主动齿轮21与常啮合中间轴13形成刚性连接;当第一齿套53向右移动时,其右端内花键与第二主动齿轮31的第二结合齿32接合,此时第二主动齿轮31与常啮合中间轴13形成刚性连接。

[0059] 在本实施例中,第一换挡执行器51优选为电动换挡执行器,其具有响应速度快、控制精度高的特点。电动换挡执行器通过控制器接收换挡指令,驱动第一换挡拨叉52作往复运动,从而实现第一齿套53的精确定位。第一换挡拨叉52上设有与第一齿套53相配合的拨叉槽,用于带动第一齿套53进行轴向移动。

[0060] 在一种优选实施方式中,第二换挡机构的布置位于行星排总成的输入端,其结构同样采用了同步器的设计形式。具体地,第二换挡机构包括第二换挡执行器61、第二换挡拨叉62、第二齿套63和第二齿毂64;其中,第二齿毂64固定设置于太阳轮轴72上,其位置位于空套的第三从动齿轮41与行星架74的结合齿(也即高挡结合齿75)之间。第二齿毂64的外圆周面上设有花键,与第二齿套63的内花键相配合。

[0061] 优选地,第二齿套63的两端分别设有内花键,可以与第三结合齿42或高挡结合齿75选择性接合。第二换挡执行器61通过第二换挡拨叉62带动第二齿套63轴向移动,当第二齿套63向左移动时,其左端内花键与第三从动齿轮41的第三结合齿42接合,此时第三从动齿轮41与太阳轮轴72形成刚性连接,动力通过太阳轮轴72传递至行星排总成;当第二齿套63向右移动时,其右端内花键与高挡结合齿75相接合,此时行星架74与太阳轮轴72形成刚性连接,动力直接从太阳轮轴72传递至行星架74,实现直接传动。

[0062] 优选的,第二换挡执行器61、第二换挡拨叉62的结构与配置可与第一换挡执行器51、第一换挡拨叉52相同,也可不同,在此不作具体限定。

[0063] 在本实施例中,第二换挡机构使得动力传递路径可以根据需要灵活切换:或通过第三从动齿轮41将动力传递至太阳轮轴72,再经行星排总成减速输出;或通过与行星架74直接结合,实现动力的直接输出。通过与第一换挡机构的配合,最终实现五个挡位的换挡和传动。

[0064] 在一种优选实施方式中,行星排总成采用单星排的布置形式,其中,太阳轮轴72的一端与太阳轮71固定连接,用于输入动力;太阳轮71外周环设多个行星轮73,行星轮73可转动地安装于行星架74上,每个行星轮73同时与太阳轮71的外齿和齿圈76的内齿相啮合,从而形成完整的行星传动机构。齿圈76固定于行星排总成的壳体上,作为反扭支撑件,行星架74作为行星排总成的输出构件,其输出端与差速器81的输入端相连。

[0065] 当动力从太阳轮71输入时,在齿圈76固定的工况下,行星轮73绕自身轴线转动的同时会围绕太阳轮71公转,带动行星架74减速输出;当第二齿套63与行星架74相接合时,行星排总成可实现整体同步转动,即直接传动工况。

[0066] 在一种优选实施方式中,差速器81设置在行星架74输出端之后,用于将动力分配至左轮端91和右轮端92。具体地,当车辆转弯时,差速器81能够自动调节左轮端91和右轮端92的转速差,使内侧车轮转速降低,外侧车轮转速提高,从而保证车辆平顺转弯。同时,差速器81还具有一定的扭矩分配功能,可根据路面附着条件将动力合理分配至左轮端91和右轮端92,提高整车的动力性能和行驶稳定性。

[0067] 在本实施例中,不再具体限定差速器81的具体结构及规格,本领域技术人员可以根据实际需要做出适应性调整。

[0068] 在一种优选实施方式中,当处于一挡传递状态时,第一齿套53与第一主动齿轮21的第一结合齿22相接合,第二齿套63处于中间位置,与第三从动齿轮41的第三结合齿42及行星架74的高挡结合齿75均不接合。

[0069] 参考图2,其中红色为功率流方向,在一挡传递状态下,动力的传递路径如下:

[0070] 电机11输出的动力首先通过输入轴12传递至与其常啮合的常啮合中间轴13,此时,第一齿套53与第一结合齿22相接合,使第一主动齿轮21与常啮合中间轴13形成刚性连接,由于第一主动齿轮21与第一从动齿轮23相啮合,动力经过第一级减速后传递至第一从动齿轮23。

[0071] 由于第一从动齿轮23固设在太阳轮轴72上,动力直接传递至太阳轮轴72,进而传递至与太阳轮轴72固连的太阳轮71,此时,第二齿套63处于中间位置,既不与第三从动齿轮41接合,也不与行星架74接合,因此动力只能通过太阳轮71—行星轮73—齿圈76的传动路径进行传递。

[0072] 在行星排总成中,太阳轮71带动多个行星轮73转动,由于齿圈76固定在壳体上,行星轮73在绕自身轴线转动的同时会带动行星架74进行公转。这种运动方式使行星排总成形成一个减速机构,进一步降低输出转速,增大输出转矩。最后,经过行星架74减速输出的动力传递至差速器81,再分配至左轮端91和右轮端92。

[0073] 优选地,一挡作为起步挡,动力在传递过程中经过了两次减速,首先是第一主动齿轮21与第一从动齿轮23之间的减速(第一减速比为最大),然后是行星排总成的减速,因此具有最大的综合减速比,确保了车辆在起步和爬坡时具有足够大的输出转矩。

[0074] 在一种优选实施方式中,当处于二挡传递状态时,第一齿套53与第二主动齿轮31相接合,第二齿套63处于中间位置,与第三从动齿轮41和行星架74均不接合。

[0075] 参考图3,其中红色为功率流方向,在二挡传递状态下,动力的传递路径如下:

[0076] 电机11输出的动力首先通过输入轴12传递至与其常啮合的常啮合中间轴13,此时,第一齿套53与第二结合齿32相接合,使第二主动齿轮31与常啮合中间轴13形成刚性连接,由于第二主动齿轮31与第二从动齿轮33相啮合,动力经过第二级减速后传递至第二从动齿轮33。

[0077] 由于第二从动齿轮33同样固设在太阳轮轴72上,动力直接传递至太阳轮轴72,进而传递至与太阳轮轴72固连的太阳轮71,此时,第二齿套63处于中间位置,既不与第三从动齿轮41接合,也不与行星架74接合,因此动力仍然通过太阳轮71—行星轮73—齿圈76的传动路径进行传递。

[0078] 在行星排总成中,传动原理与过程与一挡相同,在此不再赘述。

[0079] 虽然二挡的动力传递路径与一挡相似,都经过了齿轮组和行星排的双重减速,但

由于第二减速比小于第一减速比,因此二挡的综合减速比小于一挡,使得二挡更适合车辆在完成起步后的加速过程,既保证了足够的输出转矩,又提高了输出转速。

[0080] 在一种优选实施方式中,当处于三挡传递状态时,第一齿套53处于中间位置,与第一主动齿轮21和第二主动齿轮31均不接合,第二齿套63与第三从动齿轮41相接合。

[0081] 参考图4,其中红色为功率流方向,在三挡传递状态下,动力的传递路径如下:

[0082] 电机11输出的动力首先通过输入轴12传递至与其常啮合的常啮合中间轴13,此时,第一齿套53既不与第一主动齿轮21接合,也不与第二主动齿轮31接合,动力直接通过常啮合中间轴13传递至第三从动齿轮41,动力经过第三级减速后传递至第三从动齿轮41。

[0083] 由于第二齿套63与第三从动齿轮41相接合,使空套在太阳轮轴72上的第三从动齿轮41与太阳轮轴72形成刚性连接,从而将动力传递至太阳轮轴72,进而传递至与太阳轮轴72固连的太阳轮71。动力继续通过太阳轮71—行星轮73—齿圈76的传动路径进行传递。

[0084] 在行星排总成中,传动原理与前两挡相同:太阳轮71带动多个行星轮73转动,由于齿圈76固定在壳体上,行星轮73在绕自身轴线转动的同时会带动行星架74进行公转,行星排总成继续发挥减速器的作用,经过减速后的动力由行星架74传递至差速器81,最后分配至左右车轮。

[0085] 由于第三减速比小于第二减速比,因此三挡的综合减速比小于二挡。三挡作为过渡挡位,其减速比的设计既避免了二挡和四挡之间过大的速比跨度,又为车辆提供了一个适合中等车速工况的传动挡位,有利于提升整车的动力性能和经济性。

[0086] 在一种优选实施方式中,当处于四挡传递状态时,第一齿套53与第一主动齿轮21相接合,第二齿套63与行星架74相接合。

[0087] 参考图5,其中红色为功率流方向,在四挡传递状态下,动力的传递路径如下:

[0088] 电机11输出的动力首先通过输入轴12传递至与其常啮合的常啮合中间轴13,此时,第一齿套53与第一结合齿22相接合,使第一主动齿轮21与常啮合中间轴13形成刚性连接,由于第一主动齿轮21与第一从动齿轮23相啮合,动力经过第一级减速后传递至第一从动齿轮23。

[0089] 由于第一从动齿轮23固设在太阳轮轴72上,动力直接传递至太阳轮轴72,此时,第二齿套63与行星架74的高挡结合齿75相接合,使行星架74与太阳轮轴72形成刚性连接,这种连接方式使得太阳轮轴72、太阳轮71、行星轮73及行星架74形成了一个整体,行星排总成不再发挥减速作用,而是作为一个整体同步转动。

[0090] 在四挡的传动状态下,动力仅经过第一主动齿轮21与第一从动齿轮23之间的一级减速,然后直接通过与太阳轮轴72刚性连接的行星架74输出至差速器81,最后分配至左右车轮。四挡的这种直接传动的方式避免了行星排总成的二次减速,从而获得较高的输出转速。

[0091] 四挡的综合减速比虽然使用了最大的第一减速比,但由于取消了行星排总成的减速作用,其综合减速比反而小于三挡。

[0092] 在一种优选实施方式中,当处于五挡传递状态时,第一齿套53与第二主动齿轮31相接合,第二齿套63与行星架74相接合。

[0093] 参考图6,其中红色为功率流方向,在五挡传递状态下,动力的传递路径如下:

[0094] 电机11输出的动力首先通过输入轴12传递至与其常啮合的常啮合中间轴13,此

时,第一齿套53与第二结合齿32相接合,使第二主动齿轮31与常啮合中间轴13形成刚性连接,由于第二主动齿轮31与第二从动齿轮33相啮合,动力经过第二级减速后传递至第二从动齿轮33。

[0095] 由于第二从动齿轮33固设在太阳轮轴72上,动力直接传递至太阳轮轴72,此时,第二齿套63与行星架74的高挡结合齿75相接合,使行星架74与太阳轮轴72形成刚性连接。与四挡传动状态类似,这种连接方式使得太阳轮轴72、太阳轮71、行星轮73及行星架74形成了一个整体,行星排总成不再发挥减速作用,而是作为一个整体同步转动。

[0096] 在这种传动状态下,动力仅经过第二主动齿轮31与第二从动齿轮33之间的减速,然后直接通过与太阳轮轴72刚性连接的行星架74输出至差速器81,最后分配至左右车轮,避免了行星排总成的二次减速,从而获得最高的输出转速。

[0097] 在五挡传动过程中,不仅采用了较小的第二减速比,而且取消了行星排总成的减速作用,因此五挡作为最高挡位,其综合减速比最小。这种传动方式特别适合车辆在高速巡航工况下使用,可以充分发挥电机11的高速性能,同时由于减少了传动环节,传动效率达到最高,有利于提高整车的经济性。

[0098] 相较于现有技术,本发明实施例提供的单电机五挡传动电驱桥系统仅采用两个换挡执行器和齿套就实现了五个前进挡位的动力传递,相比现有技术中需要三个及以上执行器的方案,不仅大大降低了系统成本和结构复杂度,还提高了系统的可靠性和维护便利性;同时通过在二挡和四挡之间设置三挡作为过渡挡位,有效缩小了相邻挡位之间的速比级差,而较小的速比级差不仅能够缩短换挡过程中的调速同步时间,还可以显著降低换挡冲击,提升系统的换挡品质和使用寿命。

[0099] 在本发明一个实施例中,还提供了一种车辆,该车辆配置有上述的单电机五挡传动电驱桥系统,优选地,本实施例中的车辆为纯电驱动的商用车,如电动卡车、电动客车、电动运输车、电动牵引车等。基于上述电驱桥系统,可以使车辆满足不同工况的行驶需求,其中,抵挡位可以满足频繁起停、爬坡的需求,高挡位可以实现经济巡航,提高续航里程,在坡道或载重工况下,可通过合理的挡位选择保证足够的动力输出。

[0100] 尽管这里已经参考附图描述了示例实施例,应理解上述示例实施例仅仅是示例性的,并且不意图将本申请的范围限制于此。本领域普通技术人员可以在其中进行各种改变和修改,而不偏离本申请的范围和精神。所有这些改变和修改意在被包括在所附权利要求所要求的本申请的范围之内。

[0101] 在此处所提供的说明书中,说明了大量具体细节。然而,能够理解,本申请的实施例可以在没有这些具体细节的情况下实践。在一些实例中,并未详细示出公知的方法、结构和技术,以便不模糊对本说明书的理解。

[0102] 类似地,应当理解,为了精简本申请并帮助理解各个发明方面中的一个或多个,在对本申请的示例性实施例的描述中,本申请的各个特征有时被一起分组到单个实施例、图、或者对其的描述中。然而,并不应将该本申请的方法解释成反映如下意图:即所要求保护的本申请要求比在每个权利要求中所明确记载的特征更多的特征。更确切地说,如相应的权利要求书所反映的那样,其发明点在于可以用少于某个公开的单个实施例的所有特征的特征来解决相应的技术问题。因此,遵循具体实施方式的权利要求书由此明确地并入该具体实施方式,其中每个权利要求本身都作为本申请的单独实施例。

[0103] 本领域的技术人员可以理解,除了特征之间相互排斥之外,可以采用任何组合对本说明书(包括伴随的权利要求、摘要和附图)中公开的所有特征以及如此公开的任何方法或者设备的所有过程或单元进行组合。除非另外明确陈述,本说明书(包括伴随的权利要求、摘要和附图)中公开的每个特征可以由提供相同、等同或相似目的替代特征来代替。

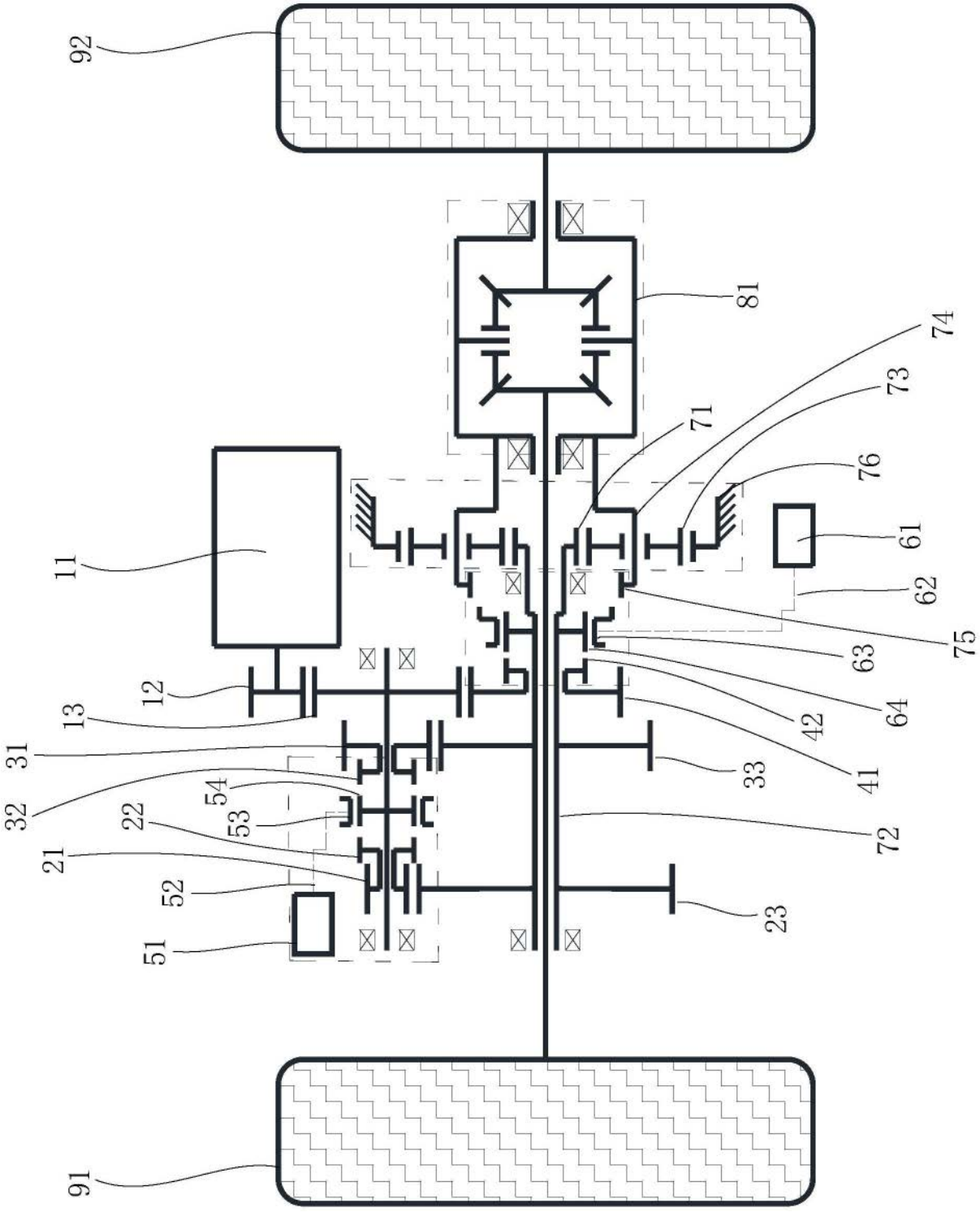

92
81
74
73
71
76
61
11
62
75
63
12
13
64
42
31
33
41
32
54
22
53
72
21
52
23
51
91

图1

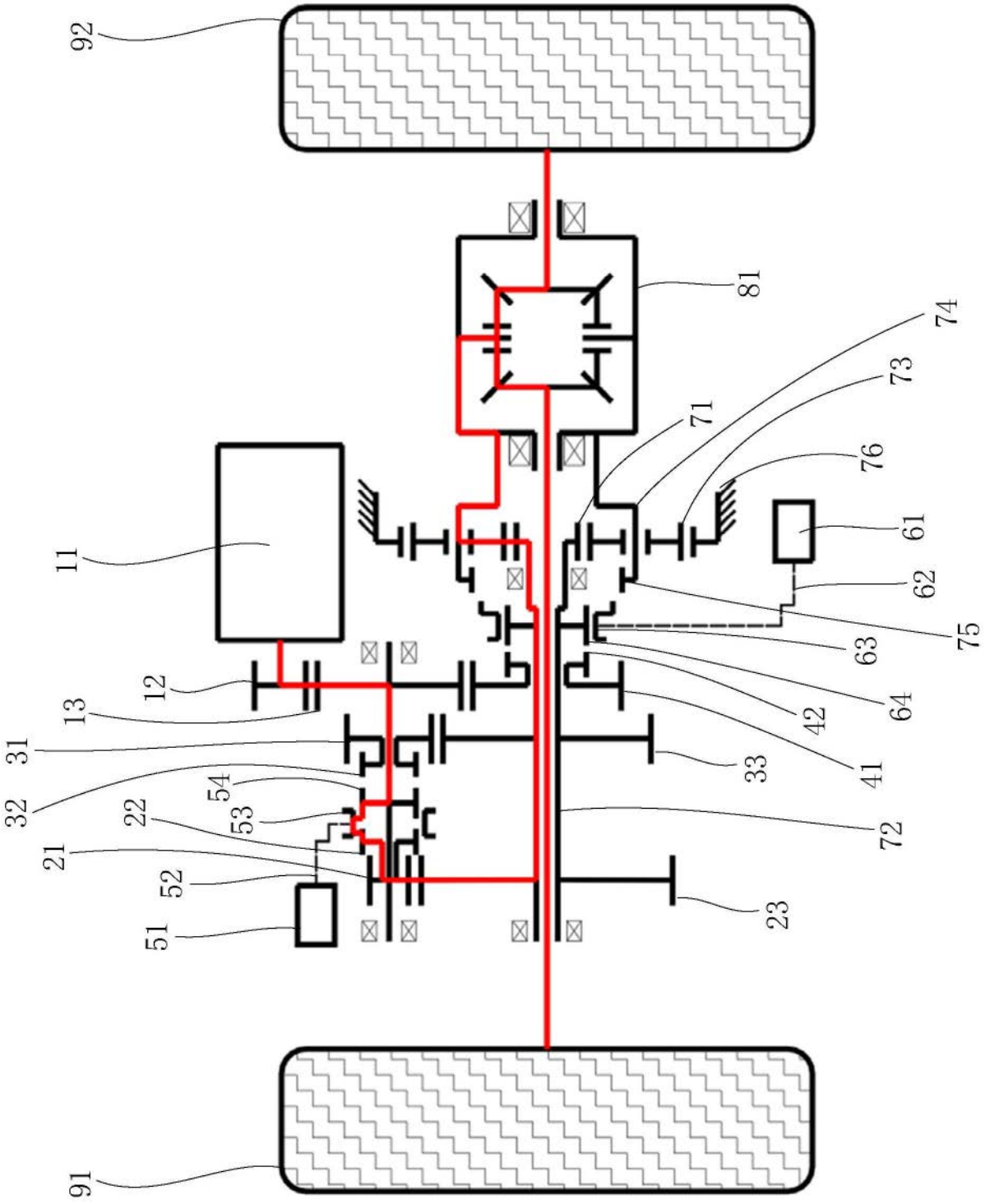

92
81
74
73
71
76
61
62
75
63
64
42
41
33
72
23
11
12
13
31
32
54
53
22
21
52
51
91

图2

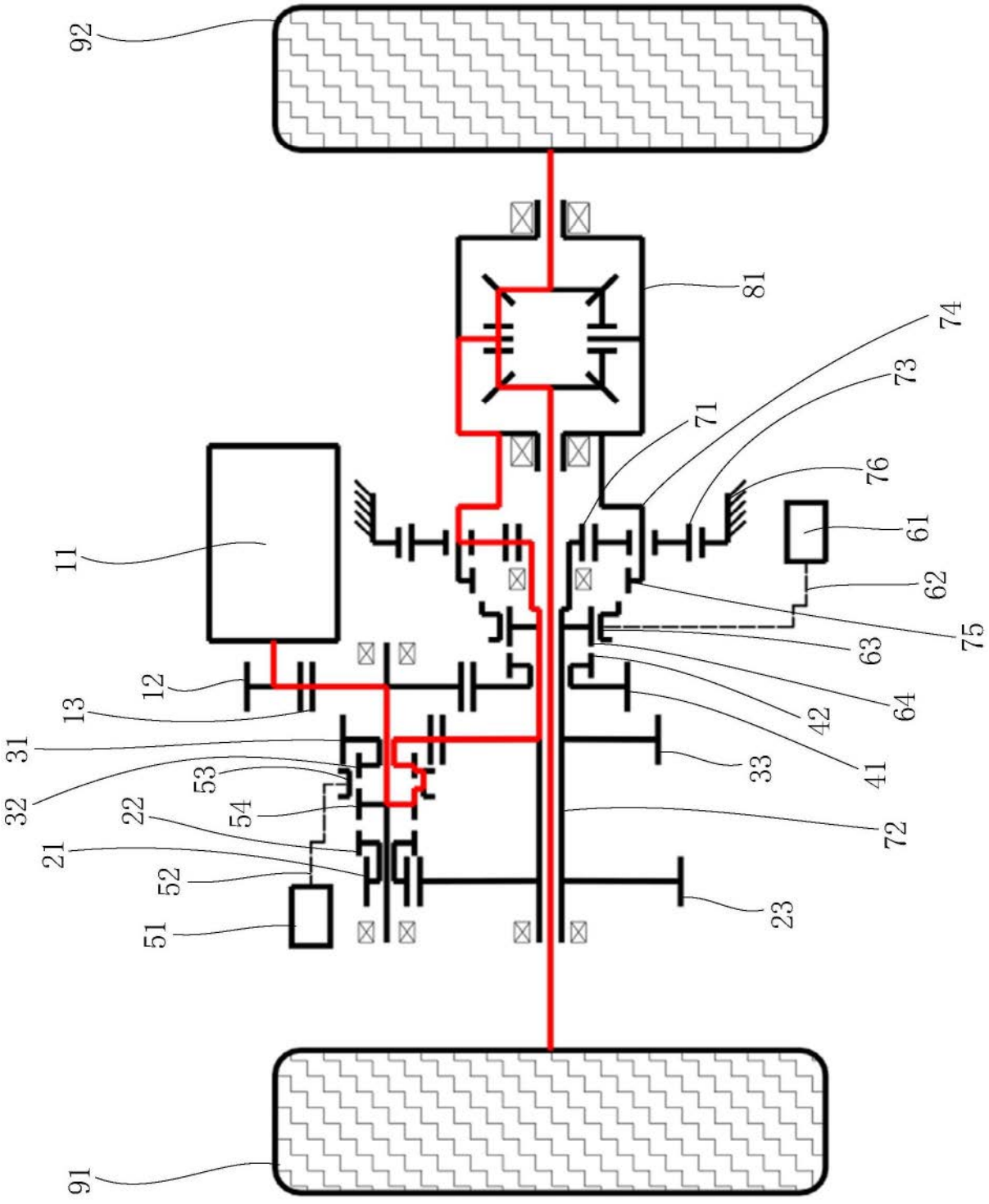

92
81
74
73
71
76
61
62
75
63
64
42
41
33
72
23
11
12
13
31
32
53
54
22
21
52
51
91

图3

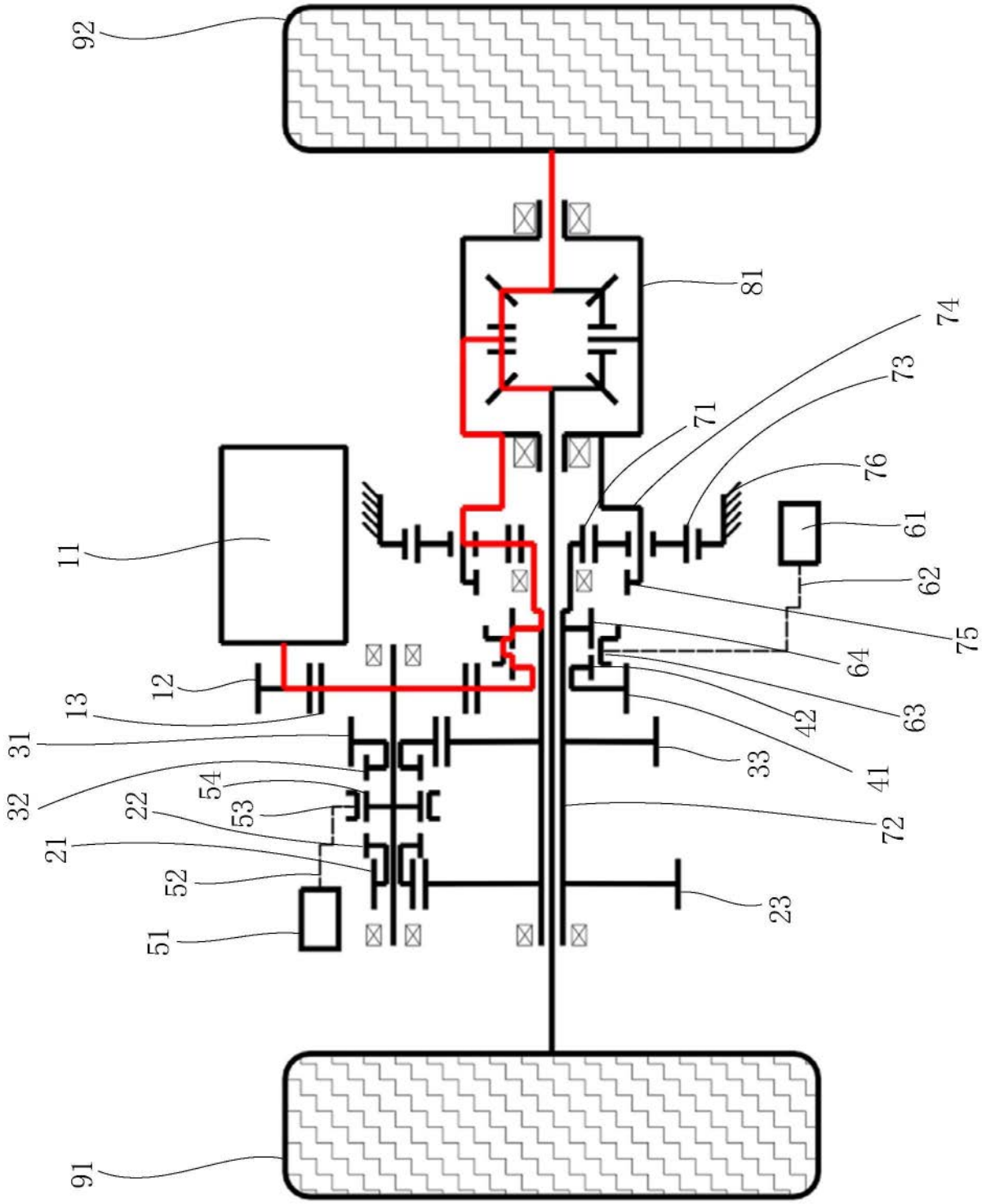

92
81
74
73
71
76
61
62
75
64
63
42
41
33
72
23
11
12
13
31
32
54
53
22
21
52
51
91

图4

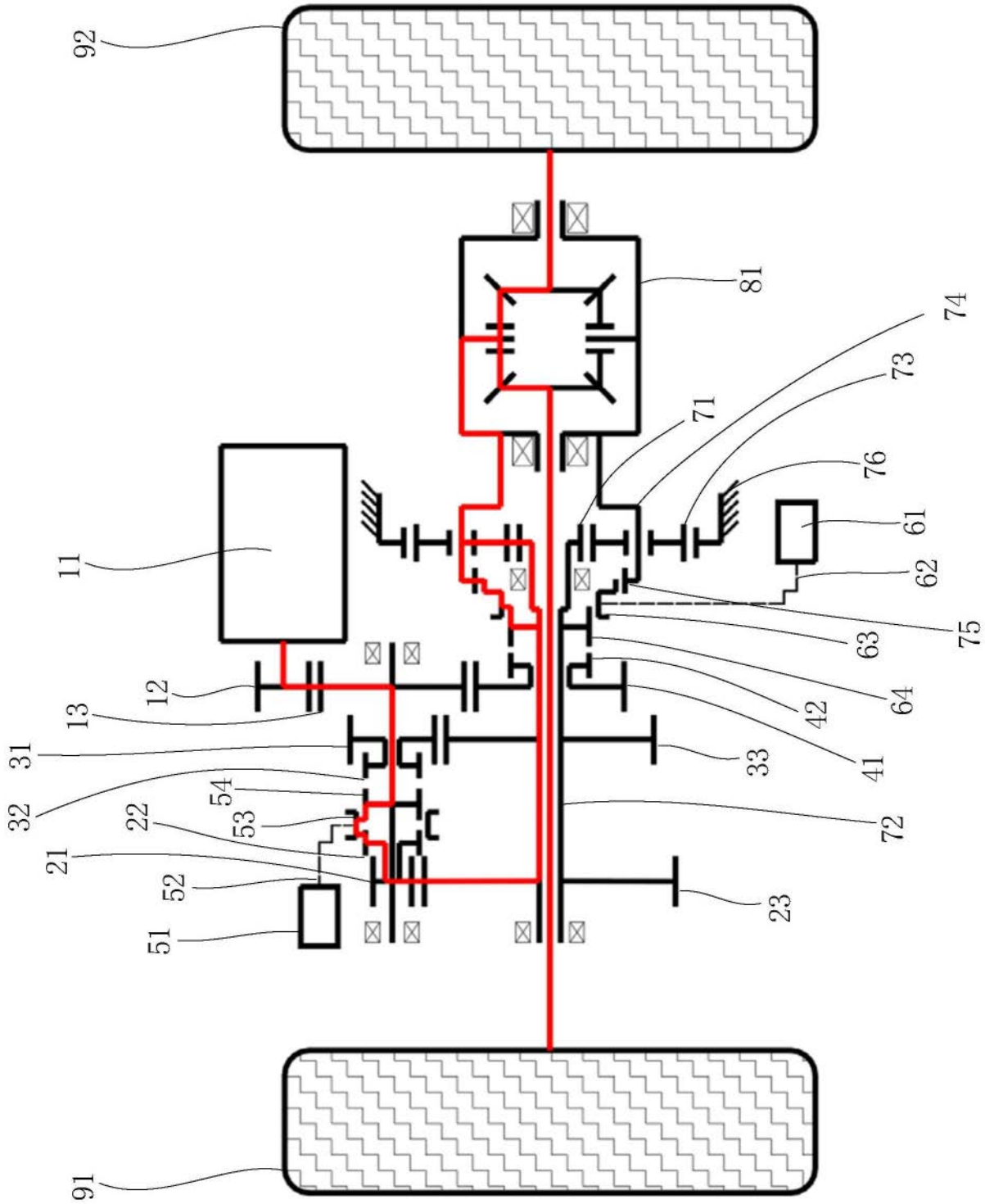

92
81
74
73
71
76
61
62
75
63
64
42
41
33
72
23
11
12
13
31
32
22
21
54
53
52
51
91

图5

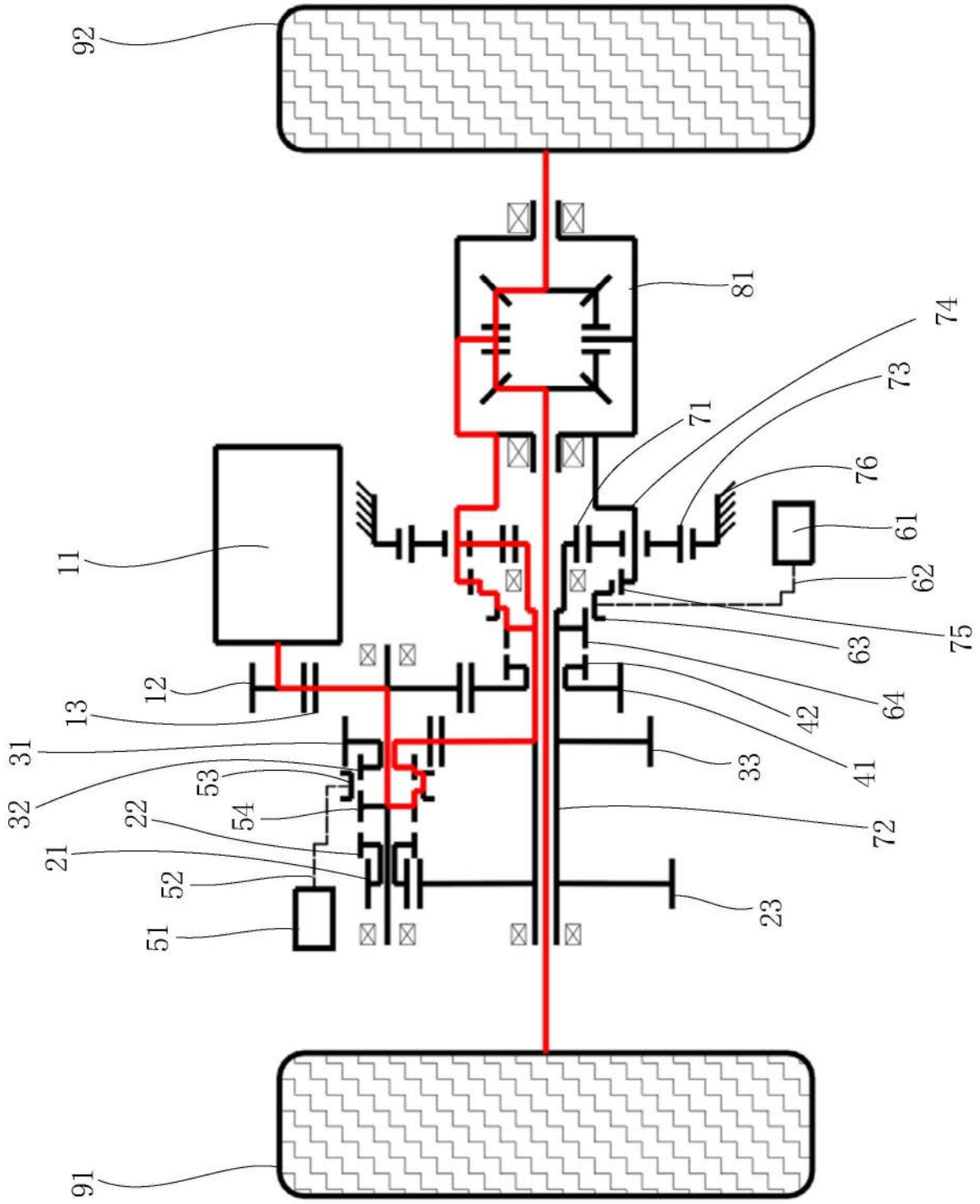

92
81
74
73
71
76
61
62
75
63
64
42
41
33
72
23
11
12
13
31
32
53
54
22
21
52
51
91

图6