

(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 101905650 A

(43) 申请公布日 2010.12.08

(21) 申请号 200910062505.X

(22) 申请日 2009.06.07

(71) 申请人 周殿玺

地址 442001 湖北省十堰市朝阳北路 16 号
科技馆 7 楼

(72) 发明人 周殿玺

(74) 专利代理机构 十堰博迪专利事务所 42110

代理人 高良军

(51) Int. Cl.

B60K 17/16(2006.01)

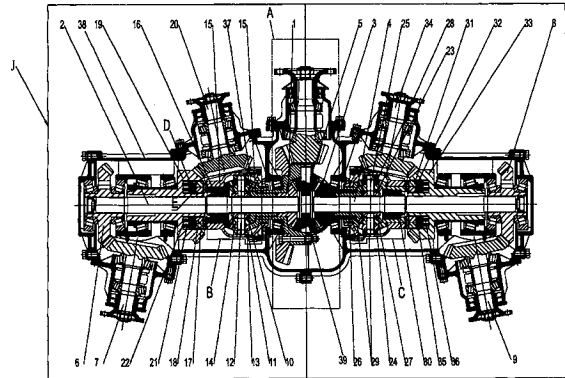
权利要求书 1 页 说明书 6 页 附图 4 页

(54) 发明名称

防滑传动器

(57) 摘要

本发明提出了一种防滑传动器,它是在现有主减速对称式圆锥行星齿轮差速器驱动后轮的基础上,在对称式圆锥行星齿轮差速器 A 的两侧对称设置有结构相同的左复合差速器 B、右复合差速器 C,通过左复合差速器 B、右复合差速器 C 把驱动力传递到两个前轮,通过左复合差速器 B、右复合差速器 C 内部结构作用,使前轮、后轮的驱动联系起来,达到防滑和差速传动的目的。本发明通过动力分配分别单独驱动每个车轮,能解决车辆前、后、左、右车轮的扭矩和转速不等分配并能自动调整,能实现前、后桥间差速,轮间差速,对角轮差速;前、后桥间防滑,对角轮之间防滑、轮间防滑。本发明适应于小车、轮式工程车、轮式特种车、大型载重车充分发挥驱动效力。



1. 防滑传动器,包括壳体、主减速对称式圆锥行星齿轮差速器 A、左半轴、右半轴,主减速对称式圆锥行星齿轮差速器设在壳体中部,主减速对称式圆锥行星齿轮差速器 A 主要由主减速主动齿轮、主减速被动齿轮、差速器壳、十字架、行星齿轮、左半轴齿轮、右半轴齿轮组成;差速器壳体两端通过轴承支撑在壳体内,左半轴、右半轴分别与右半轴齿轮、左半轴齿轮花键连接;

其特征在于:

左半轴、右半轴的一端通过轴承支撑在壳体中,在左半轴、右半轴的一端分别固连有左主动齿轮、右主动齿轮,并分别与左后被动齿轮、右后被动齿轮常啮合,驱动左后轮、右后轮行走;

在对称式圆锥行星齿轮差速器 A 两侧的壳体内对称设置有左前主动齿轮、右前主动齿轮和左前被动齿轮、右前被动齿轮,左前主动齿轮、右前主动齿轮通过轴承支撑在壳体内,左前主动齿轮空套在左半轴上,右前主动齿轮空套在右半轴上;

在对称式圆锥行星齿轮差速器 A 两侧的壳体内对称设置有结构相同的左复合差速器 B、右复合差速器 C;左复合差速器 B 和右复合差速器 C 的内部结构、参数相同,在壳体内的连接方式也完全对称;

左复合差速器 B 的结构及连接结构如下:包括外环、内环,在外环、内环之间沿圆周均布装有销轴,销轴、外环、内环构成一个十字支架,销轴、外环、内环构成的十字支架的内孔花键与左半轴固连;在销轴上通过花键套装有外行星齿轮、内行星齿轮,它们三者成为一个刚体;内行星齿轮与内半轴齿轮常啮合,内半轴齿轮的尾端与差速器壳固定连接,外行星齿轮与外半轴齿套、齿轮环同时啮合,齿轮环套在外半轴齿套的外圆上,齿轮环和外半轴齿套的一端都设有单向传力牙齿,齿轮环、外半轴齿套分别咬合内、外超越离合器环的单向传力牙齿,内超越离合器环的内孔花键与左前主动齿轮尾端内环形槽中的外圆花键套装在一起,外超越离合器环的外圆花键与左前主动齿轮环形槽中的内花键套装在一起,外超越离合器环,内超越离合器环的后端分别设有压缩弹簧 II、压缩弹簧 I,左前主动齿轮与左前被动齿轮啮合,驱动左前轮行走;

右复合差速器 C 和左复合差速器 B 的内部结构、参数相同,在壳体内的连接方式也完全对称,右前主动齿轮与右前被动齿轮啮合驱动右前轮行走。

防滑传动器

技术领域

[0001] 本发明属于轮式车辆的传统领域,是用纯机械的手段,根据地面的附着变化解决车辆各轮的扭矩和转速自动互调、防滑性能强,提高物理通过能力的同时能正常差速的一种装置,涉及在高速公路或多种复杂地形都能够充分发挥最大输出扭矩的一种防滑传动器。

背景技术

[0002] 目前的汽车驱动桥主要由主减速器、差速器、半轴和桥壳等组成,差速器基本都采用对称式圆锥行星齿轮差速器。对称式锥齿轮差速器主要由差速器壳、十字架、行星齿轮、右半轴齿轮、左半轴齿轮组成。汽车驱动桥通过主减速器的从动齿轮固定在差速器壳体上,实现动力输入,这种传扭方式在路面很差道路和冰雪、泥泞情况下容易失去驱动力

[0003] 为了提高汽车在坏路上的通过能力,出现了各种型式的抗滑差速器,抗滑差速器的共同特点是在一侧驱动轮打滑时,能使大部分甚至全部转矩传给不打滑的驱动轮,充分利用另一侧不打滑驱动轮的附着力而产生足够的牵引力,使汽车继续行驶。授权公告号为 CN 1225374C 的发明专利公开了一种常互锁万能差速传动装置,它主要是由四个差速器构成:中间一个中央复合差速器,其两端各与一个差速器串联;差速器的两个半轴一个为实心半轴,另一个为空心半轴,其中空心半轴和空心半轴,实心半轴和实心半轴分别与对角线上的车轮相连;两个差速器的实心半轴各自一端通过中央内差速的两半轴齿轮连在一起;中央外差速器半轴齿轮与两端串联的差速器壳体啮合,其特征在于:所述装置还包括两个动力分配器,两端差速器通过所述动力分配器与车轮相连,中央复合差速器由共用一销轴的一个外差速和一个内差速套装在一起构成,两个半轴分别与两个半轴齿轮相连,实心半轴和实心半轴齿轮连接,空心半轴和空心半轴齿轮连接后,由实心半轴和实心半轴齿轮套在一起,并分别从两端外侧引出。该装置无功率循环,在沙漠、沼泽地段行驶,车轮滑转的机遇少,可明显提高车辆的通过性。但是在极端的无路地段行走时,轮单侧附着趋于零时,载重大的情况其通过能力还不能满足需求,仍然存在车轮打滑的问题。

发明内容

[0004] 为了解决现有的常互锁万能差速传动装置通过能力还不能满足需求,仍然存在左或右侧车轮的附着条件差距很大时车轮打滑的问题,本发明提出防滑传动器,达到汽车单侧和前、后防滑、并同时满足转向要求、充分发挥驱动效力、节油的目的。

[0005] 本发明的技术构思:在现有主减速对称式圆锥行星齿轮差速器驱动后轮的基础上,在对称式圆锥行星齿轮差速器 A 的两侧对称设置有结构相同的左复合差速器 B、右复合差速器 C,通过左复合差速器 B、右复合差速器 C 把驱动力传递到两个前轮,通过左复合差速器 B、右复合差速器 C 内部结构作用,使前轮、后轮的驱动联系起来,达到防滑和差速传动的目的。

[0006] 本发明技术方案为:防滑传动器,包括壳体、主减速对称式圆锥行星齿轮差速器

A、左半轴、右半轴，主减速对称式圆锥行星齿轮差速器设在壳体中部，主减速对称式圆锥行星齿轮差速器 A 主要由主减速主动齿轮、主减速被动齿轮、差速器壳、十字架、行星齿轮、左半轴齿轮、右半轴齿轮组成；差速器壳体两端通过轴承支撑在壳体内，左半轴、右半轴分别与右半轴齿轮、左半轴齿轮花键连接；

[0007] 其特征在于：

[0008] 左半轴、右半轴的一端通过轴承支撑在壳体中，在左半轴、右半轴的一端分别固连有左主动齿轮、右主动齿轮，并分别与左后被动齿轮、右后被动齿轮常啮合，驱动左后轮、右后轮行走；

[0009] 在对称式圆锥行星齿轮差速器 A 两侧的壳体内对称设置有左前主动齿轮、右前主动齿轮和左前被动齿轮、右前被动齿轮，左前主动齿轮、右前主动齿轮通过轴承支撑在壳体内，左前主动齿轮空套在左半轴上，右前主动齿轮空套在右半轴上；

[0010] 在对称式圆锥行星齿轮差速器 A 两侧的壳体内对称设置有结构相同的左复合差速器 B、右复合差速器 C；左复合差速器 B 和右复合差速器 C 的内部结构、参数相同，在壳体内的连接方式也完全对称；

[0011] 左复合差速器 B 的结构及连接结构如下：包括外环、内环，在外环、内环之间沿圆周均布装有销轴，销轴、外环、内环构成一个十字支架，销轴、外环、内环构成的十字支架的内孔花键与左半轴固连；在销轴上通过花键套装有外行星齿轮、内行星齿轮，它们三者成为一个刚体；内行星齿轮与内半轴齿轮常啮合，内半轴齿轮的尾端与差速器壳固定连接，外行星齿轮与外半轴齿套、齿轮环同时啮合，齿轮环套在外半轴齿套的外圆上，齿轮环和外半轴齿套的一端都设有单向传力牙齿，齿轮环、外半轴齿套分别咬合内、外超越离合器环的单向传力牙齿，内超越离合器环的内孔花键与左前主动齿轮尾端内环形槽中的外圆花键套装在一起，外超越离合器环的外圆花键与左前主动齿轮环形槽中的内花键套装在一起，外超越离合器环，内超越离合器环的后端分别设有压缩弹簧 II、压缩弹簧 I，左前主动齿轮与左前被动齿轮啮合，驱动左前轮行走；

[0012] 右复合差速器 C 和左复合差速器 B 的内部结构、参数相同，在壳体内的连接方式也完全对称，右前主动齿轮与右前被动齿轮啮合驱动右前轮行走。

[0013] 对齿轮环、外半轴齿套分别与内、外超越离合器环的咬合和脱离情况描述如下：当汽车左、右转弯时，左复合差速器 B 中的内半轴齿轮、外半轴齿套、齿轮环有相应的不同转速；比车前轮转速低的或是外半轴齿套或是齿轮环相咬合的外超越离合器环或内超越离合器环由单向传力牙齿的斜面相互作用，压迫压缩弹簧 I 或压缩弹簧 II 压缩，外超越离合器环或内超越离合器环的单向传力牙齿脱离，不产生运动干涉；使能满足前轮转速的或外半轴齿套或齿轮环，由压缩弹簧 II 或压缩弹簧 I 压紧的外超越离合器环或内超越离合器环分别与外半轴齿套、齿轮环咬合并连接左前主动齿轮传力给其常啮合的左前被动齿轮，驱动左前轮行走；

[0014] 右复合差速器 C 中的齿轮环、外半轴齿套分别与内、外超越离合器环的咬合和脱离情况与左复合差速器 B 中的齿轮环、外半轴齿套分别与内、外超越离合器环的咬合和脱离情况相同，驱动右前轮行走。

[0015] 有益效果：防滑传动器通过对称设置左复合差速器 B、右复合差速器 C 和对称式圆锥行星齿轮差速器 A 的共同作用，通过动力分配分别单独驱动每个车轮，根据地面的附着

变化解决车辆前、后、左、右车轮的扭矩和转速不等分配并能自动调整,能实现前、后桥间差速,轮间差速,对角轮差速;前、后桥间防滑,对角轮之间防滑、轮间防滑。本防滑传动器在多种复杂地形,如高速公路及冰、雪、泥水地面直线或转弯行走都能充分发挥各轮驱动力并转向自如,达到防滑目的。由于对称设置结构,避免了力传递和左、右转弯转速的不均匀性,动力传动可靠,能适应于小车、轮式工程车、轮式特种车、大型载重车充分发挥驱动效力,还能达到节油的效果。

附图说明

- [0016] 图 1 是防滑传动器的剖视图。
[0017] 图 2 是图 1 中 J 处所指方框内的局部放大图。
[0018] 图 3 是图 1 中 K 处所指方框内的局部放大图。
[0019] 图 4 是防滑传动器的传动关系简图。

具体实施方式

[0020] 如图 1、2、3 所示,防滑传动器包括壳体 38、主减速对称式圆锥行星齿轮差速器 A、左半轴 2、右半轴 4,主减速对称式圆锥行星齿轮差速器设在壳体 38 中部,主减速对称式圆锥行星齿轮差速器主要由主减速主动齿轮、主减速主动齿轮、差速器壳 5、十字架 39、行星齿轮、左半轴齿轮 1、右半轴齿轮 3 组成;差速器壳 5 两端通过轴承支撑在壳体 38 内,左半轴 2、右半轴 4 的一端分别与左半轴齿轮 1、右半轴齿轮 3 花键连接为一体,左半轴 2、右半轴 4 的另一端通过轴承支撑在壳体 38 中,在左半轴 2、右半轴 4 的另一端分别固连有左主动齿轮 6、右主动齿轮 8,并分别与左后被动齿轮 7、右后被动齿轮 9 常啮合,驱动左后轮、右后轮行走;

[0021] 在主减速对称式圆锥行星齿轮差速器 A 的壳体 38 内的两侧对称设置有左前主动齿轮 19、右前主动齿轮 33 和与其常啮合的左前被动齿轮 20、右前被动齿轮 34,左前主动齿轮 19、右前主动齿轮 33 通过轴承支撑在壳体 38 内,左前主动齿轮 19 空套在左半轴 2 的外圆上,右前主动齿轮 33 空套在右半轴 4 的外圆上;

[0022] 在主减速对称式圆锥行星齿轮差速器 A 的壳体 38 内的两侧对称设置有左复合差速器 B、右复合差速器 C,左复合差速器 B 和右复合差速器 C 的内部结构、参数相同,在壳体内的连接方式也完全对称;

[0023] 如图 1、2 所示,左复合差速器的 B 结构及连接结构如下:包括外环 11、内环 10,在外环 11、内环 10 之间沿圆周均布装有销轴 12,销轴 12、外环 11、内环 10 构成一个十字支架,十字支架的内孔花键与左半轴 2 连接;在销轴 12 上通过花键套装有外行星齿轮 13、内行星齿轮 14,它们三者成为一个刚体;内行星齿轮 14 与内半轴齿轮 37 常啮合,内半轴齿轮 37 与差速器壳 5 固定连接,外行星齿轮 13 与外半轴齿套 16、齿轮环 15 同时啮合,齿轮环 15 套在外半轴齿套 16 的外圆上,齿轮环 15 和外半轴齿套 16 的一端设有单向传力牙齿,齿轮环 15、外半轴齿套 16 分别咬合内超越离合器环 18、外超越离合器环 17 的单向传力牙齿,内超越离合器环 18 的内孔花键与左前主动齿轮 19 尾端内环形槽中的外圆花键 E 处套装在一起,外超越离合器环 17 的外圆花键与左前主动齿轮 19 环形槽中的内花键 D 处套装在一起,外超越离合器环 17、内超越离合器环 18 的后端分别设有压缩弹簧 II 21、压缩弹簧 I 22;

当汽车左、右转弯时,左复合差速器 B 中的内半轴齿轮 37、外半轴齿轮套 16、齿轮环 15 有相应的不同转速;比车前轮转速低的或是外半轴齿轮套 16 或是齿轮环 15 相咬合的外超越离合器环 17,内超越离合器环 18 由单向传力牙齿的斜面相互作用,压迫压缩弹簧 I 22 或压缩弹簧 II 21,压缩使外超越离合器环 17 或内超越离合器环 18 的单向传力牙齿脱离,不产生运动干涉;使能满足前轮转速的或外半轴齿轮套 16 或齿轮环 15,由压缩弹簧 II 21 或压缩弹簧 I 22 压紧的内超越离合器环 18 或外超越离合器环 17 咬合左前主动齿轮 19 传力给其常啮合的左前被动齿轮 20,驱动左前轮行走;

[0024] 右复合差速器 C 与左复合差速器 B 的内部结构、参数相同,连接方式完全对称,如图 1、3 所示,右复合差速器 C 的结构及连接结构如下:包括外环 24、内环 23,在外环 24、内环 23 之间沿圆周均布装有销轴 25,销轴 25、外环 24、内环 23 构成一个十字支架,十字支架的内孔花键与右半轴 4 连接;在销轴 25 上通过花键套装有外行星齿轮 28、内行星齿轮 27,它们三者成为一个刚体;内行星齿轮 27 与内半轴齿轮 26 常啮合,内半轴齿轮 26 与差速器壳 5 固定连接,外行星齿轮 28 与外半轴齿套 30、齿轮环 29 同时啮合,齿轮环 29 套在外半轴齿套 30 的外圆上,齿轮环 29 和外半轴齿套 30 的一端设有单向传力牙齿,内超越离合器环 32 的内孔花键与右前主动齿轮 33 尾端内环形槽中的外圆花键 G 处套装在一起,外超越离合器环 31 的外圆花键与右前主动齿轮 33 环形槽中的内花键 F 处套装在一起,外超越离合器环 31,内超越离合器环 32 的后端分别设有外压缩弹簧 35、内压缩弹 36;当汽车左、右转弯时,右复合差速器 C 中的内半轴齿轮 26、外半轴齿套 30、齿轮环 29 有相应的不同转速;比车轮转速低的或是外半轴齿套 29 或是齿轮环 30,外超越离合器环 31、内超越离合器环 32 由单向传力牙齿的斜面相互作用,压迫外压缩弹簧 35 或内压缩弹簧 36,压缩使外超越离合器环 31 或内超越离合器环 32 的单向传力牙齿脱离,不产生运动干涉;使能满足前轮转速的或外半轴齿套 30 或齿轮环 29,由内压缩弹簧 35 或外压缩弹簧 36 压紧的外超越离合器环 31 或内超越离合器环 32 咬合右前主动齿轮 33 传力给其常啮合的右前被动齿轮 34,驱动右前轮行走。

[0025] 结合图 1、2、3、4 所示,对汽车打滑状态分析如下:

[0026] 1、设右侧车轮的转速:右前 $n_6 = 2n$,右后 $n_{10} = 2n$;

[0027] 左侧车轮的转速:左前 $n_1 = 0$,左后 $n_2 = 0$;

[0028] 输入转速为 n ;分析如下:

[0029] 左复合差速器的公转十字支架转速 $n_2 = 0$,由差速器的性质有两倍的公转速等于左车轮转速加右车轮转速,其条件是左半轴齿轮、右半轴齿轮的齿数相同。

[0030] 而本发明中的复合差速器的两半轴齿轮的齿数不相同,即 $|n_5| = n_4 < n_3$,它们之间有 $n_3/|n_5| = n_3/n_4 = K$ 的倍数关系, $k > 1$,则有 $n_3 = k|n_5| = kn_4$ (因 n_4 、 n_3 处于相同位置,故二者之间无反转现象)。

[0031] 由差速器的性质用于本发明复合差速器中:

[0032] $2n_2 = n_3 + kn_5$,由于 $n_3 = n$, $n_2 = 0$,代入得:

[0033] $kn_5 = 2n_2 - n_3 = 0 - n$, $n_5 = |-n/k| < n_1$ 。

[0034] 说明 n_5 的转速比车轮转速低,超越离合器环与外半轴齿套脱离,不会发生内部干涉。

[0035] 因 n_4 与 n_3 是相同方向, $n_4 = n_3/k$,把 $n_3 = n$ 代入得: $n_4 = n/k \neq n_1 = 0$,则 $n/k >$

0,与假设汽车单侧打滑 $n_2 = n_1 = 0$ 的条件不符,计算证明:

[0036] 右前 $n_6 = 2n$,右后 $n_{10} = 2n$,

[0037] 左前 $n_1 = n/k$,左后 $n_2 = 0$ 。

[0038] 汽车行走地段,在单侧附着力很大,另一侧附着力很小时,汽车能正常行走;汽车在沙漠地段行走,也有三个车轮产生驱动力,单侧车轮不打滑;

[0039] 又由行走平衡条件 $(n_6+n_{10}+n_1+n_2)/4 = n$,代入得:

[0040] 在汽车两侧车轮的地面附着力差别不大时,

[0041] $(2n+2n+n/k+0)/4 = (4n+n/k)/4 = n+n/4k \neq n$,

[0042] 由四个车轮转动对地面摩擦力作用,使四个车轮转速趋于相等,即 $n_6 \approx n_{10} \approx n_1 \approx n_2$,汽车正常行走。

[0043] 右复合差速器的公转速为 n_{10} ,由差速器的性质,把 $n_{10} = 2n$, $n_7 = n$,代入:

[0044] $2(2n) = n+kn_9$, $4n = n+kn_9$,得 $n_9 = 3n/k > n_6$ 。

[0045] 由汽车行走平衡条件知:

[0046] $(n_6+n_1+n_{10}+n_2)/4 = n$,则:

[0047] $(n/k+0+3n/k+2n)/4 = (4n/k+2n)/4 = (n/k+n/2) > n$,由右复合差速器的转速互相制约阻止车轮打滑,使 $n_{10} \neq 2n$, $n_2 \neq 2n$, $n_6 \neq 0$, $n_1 \neq 0$,汽车正常行走。

[0048] 右复合差速器的 n_8 转动方向与 n_7 相同, $n_8 = n_7/k$,因公转 $n_{10} = 2n$, $n_7 = n$,则 $n_{10} > n_8$,所以 n_8 不起制约 n_6 、 n_{10} 的作用。

[0049] 由此,证明左、右单侧车轮不打滑。

[0050] 2、汽车前、后车轮防滑的工作原理分析:

[0051] 以左复合差速器 B 为例:

[0052] 前后车轮打滑条件设:

[0053] 右前轮的转速 $n_6 = 0$,右后轮的转速 $n_{10} = 2n$;

[0054] 左前轮的转速 $n_1 = 0$,左后轮的转速 $n_2 = 2n$ 。

[0055] 由图 2 可知,由于发动机动力直接与后驱动左、右半轴齿轮相连,不会出现 $n_2 = n_{10} = 2n$,故假设打滑条件 $n_6 = n_1 = 0$ 、

[0056] $n_2 = n_{10} = 2n$ 不成立,只有 $n_2 = n_{10} = n$,由差速器性质:

[0057] $2n_2 = n+kn_5$, $kn_5 = 2n_2-n$,把 $n_2 = n$ 代入得:

[0058] $kn_5 = 2n-n = n$,因 $kn_5 = n_1$,则有:

[0059] $n_1 = n$,

[0060] 在左复合差速器 B 中的公转速是 n_2 ,故汽车的前、后轮不打滑。

[0061] 假设:

[0062] 右前轮的转速 $n_6 = 2n$,右后轮的转速 $n_{10} = 0$;

[0063] 左前轮的转速 $n_1 = 2n$,左后轮的转速 $n_2 = 0$ 。

[0064] 由图 2 可知,因动力输入直接传给左、右后轮 $n_{10} = n_2 \neq 0$,故汽车前后轮不滑转,汽车正常行走。

[0065] 3、汽车转向运动系分析:

[0066] 以汽车左转弯为例,左转弯时:

[0067] 右前轮 $n_6 = n + \Delta n + \Delta n'$,右后轮 $n_{10} = n + \Delta n$;

- [0068] 左前轮 $n_1 = n - \Delta n + \Delta n'$, 左后轮 $n_2 = n - \Delta n$;
- [0069] 左复合差速器 B 中的公转速 n_2 , 内半轴齿轮的转速 n_3 , 外半轴齿套的转速 n_5 , 另一个齿轮环的转速 n_4 。
- [0070] 由差速器的性质 $2n_2 = n_3 + n_5$, $n_3 = n$;
- [0071] 常规差速器的基本条件是, 等式的两边平衡, 结合图 2, 由于 $n_3 > n_5$, 则 $n_3/n_5 = k$ ($k > 1$) , $2n_2 = n_3 + kn_5$, 把 $n_2 = n - \Delta n + \Delta n'$, $n_3 = n$ 代入 :
- [0072] $2(n - \Delta n) = n + kn_5$, 计算得 :
- [0073] $n_5 = (n - 2\Delta n) / k < n_1$;
- [0074] 左前轮实际需求的转速 $n_1 = n - \Delta n + \Delta n'$, 齿轮环转速 n_5 低于前左轮实际需求转速, 由齿轮环与内超越离合器咬合的单向传力牙齿脱离, 不产生内扭力和转速干涉, 是内超越离合器的一端的压缩弹簧 II 压缩内超越离合器环后退完成的。
- [0075] 由左复合差速器 B 的结构有另一组差速半轴齿轮的存在, 可知 n_3 、 n_4 的旋转方向同向, 且大小为 $n_3 = n_4/k$ ($k > 1$) , n_3 、 n_4 只与主减速器被动齿轮的转速 n 的大小有关系, 在左复合差速器 B 中, 因 $n_3 = kn_4 = n$ ($k > 1$) , 则有 $n_1 = n/k$, 在设计 k 值时使得 $n_1 = n - \Delta n + \Delta n' = n/k$, 满足左前轮转速 n_1 需求为止。差速器转速无干涉, 并在汽车转向时, 汽车的车轮有理想转向特性和驱动力。
- [0076] 汽车左转弯时, 由右复合差速器器 C 中的结构可知 :
- [0077] 当左后轮的转速 $n_2 = n - \Delta n$ 时, 则有 :
- [0078] 右后轮的转速 $n_{10} = n + \Delta n$,
- [0079] n_{10} 又是 n_7 、 n_8 、 n_9 的公转速度, $n_7/n_9 = k$ ($k > 1$) , $n_7 = n$, 则 :
- [0080] $2n_{10} = n + kn_9$, $2(n + \Delta n - \Delta n') = n + kn_9$,
- [0081] $n_9 = (n + 2\Delta n) / k < n < n_6 = n + \Delta n + \Delta n'$ 。
- [0082] 证明右前轮需求转速 n_6 大于推动右前轮的后齿轮环转速 n_9 , 故不产生内部运动干涉, 前右轮自由转弯。
- [0083] 在右复合差速器 C 中的另一组半轴齿轮转速 n_7 和 n_8 , 因 n_7 、 n_8 是相同方向旋转, 故有 :
- [0084] $n_7/n_8 = k$, $n_8 = n/k < n < n_6$,
- [0085] 在汽车左转弯时, 左前轮、左后轮、右后轮的转速和驱动力满足地面与牵引条件的需求, 在汽车转弯的外圈的前轮转速低于实际需求转速, 故有四轮转弯时的转速达到理想值, 无功率循环。
- [0086] 由于本发明中左、右复合差速器对称布置, 结构相同。同理, 在汽车右转弯时, 同样满足实用条件。

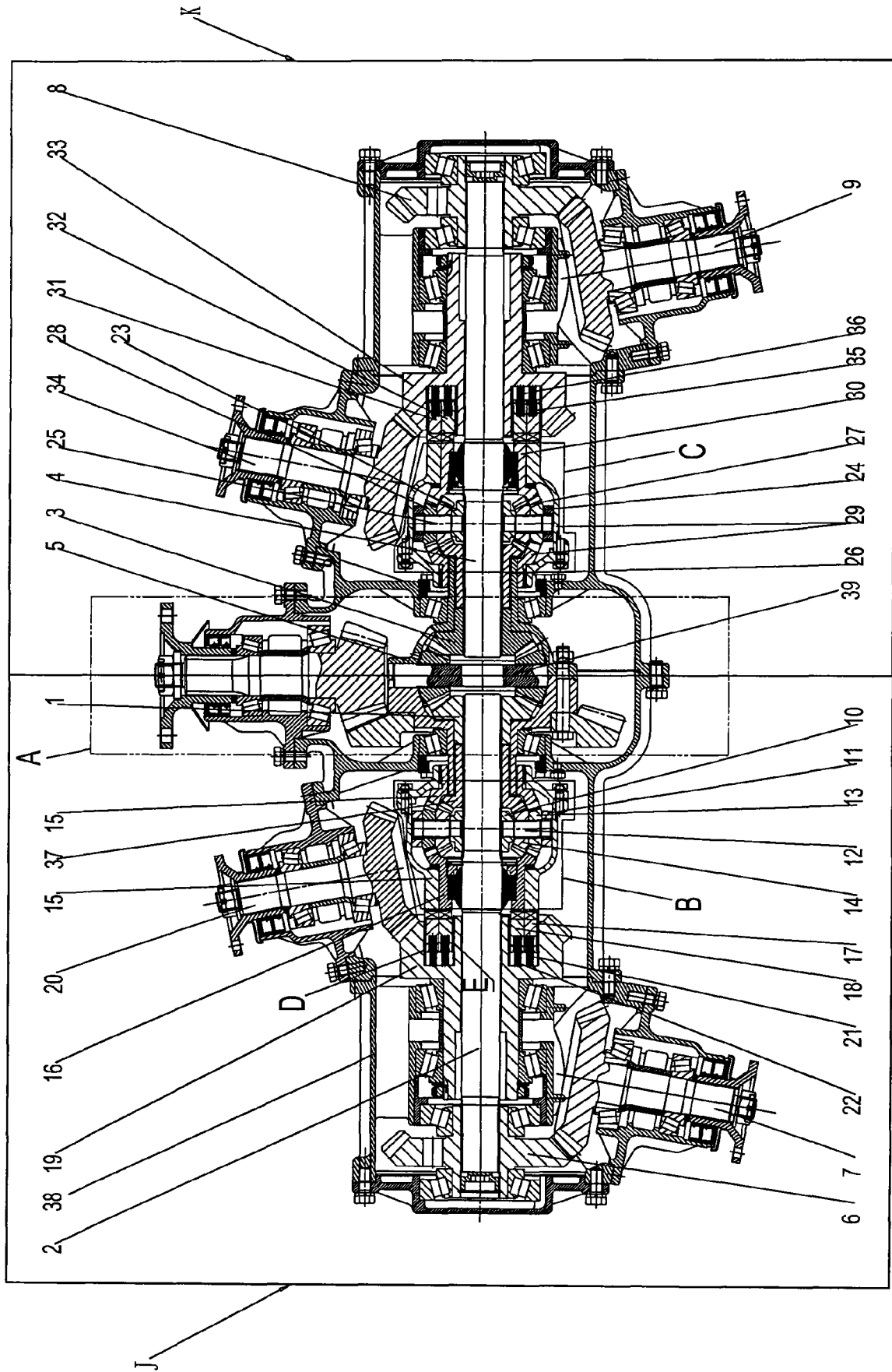


图 1

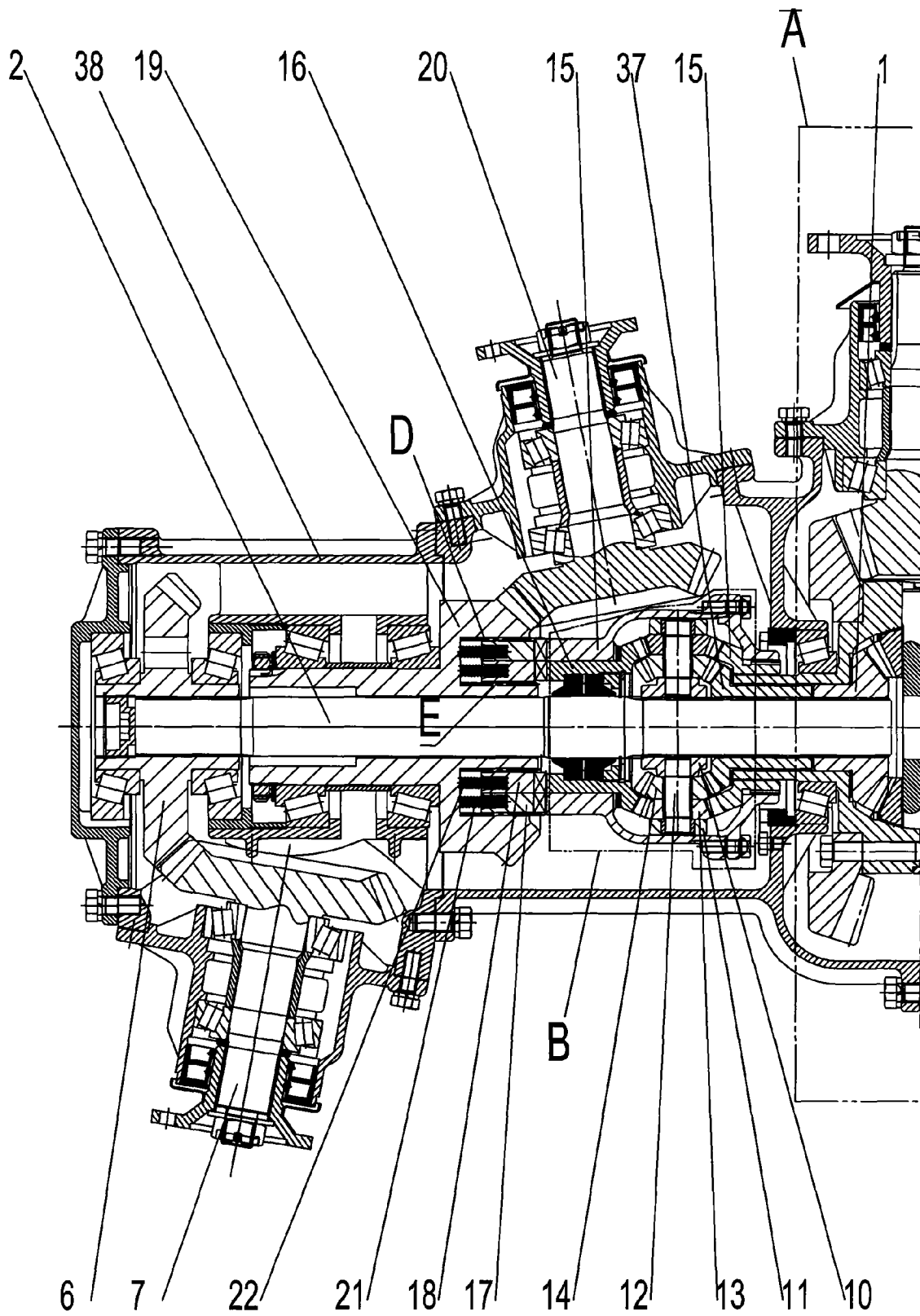


图 2

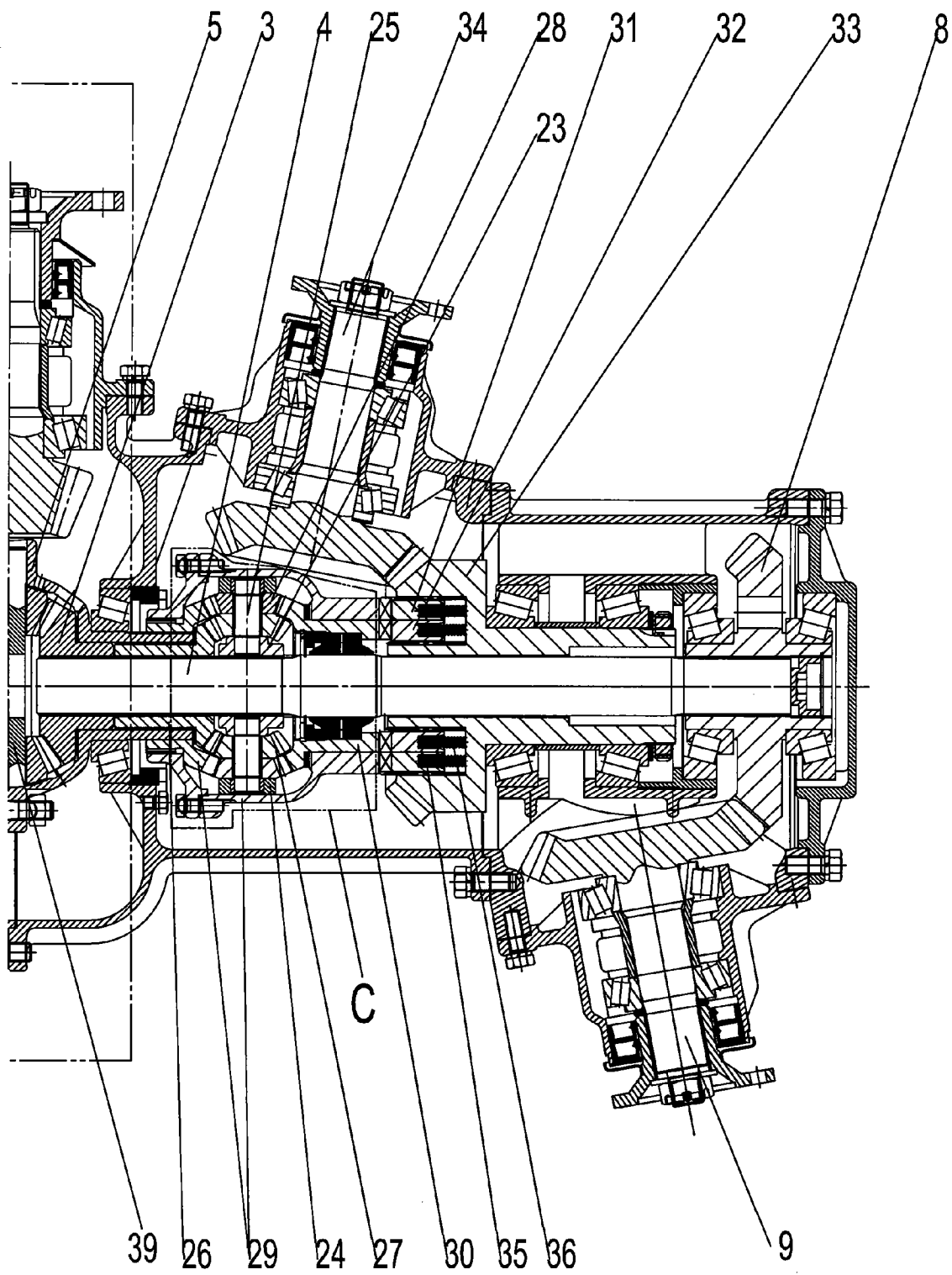


图 3

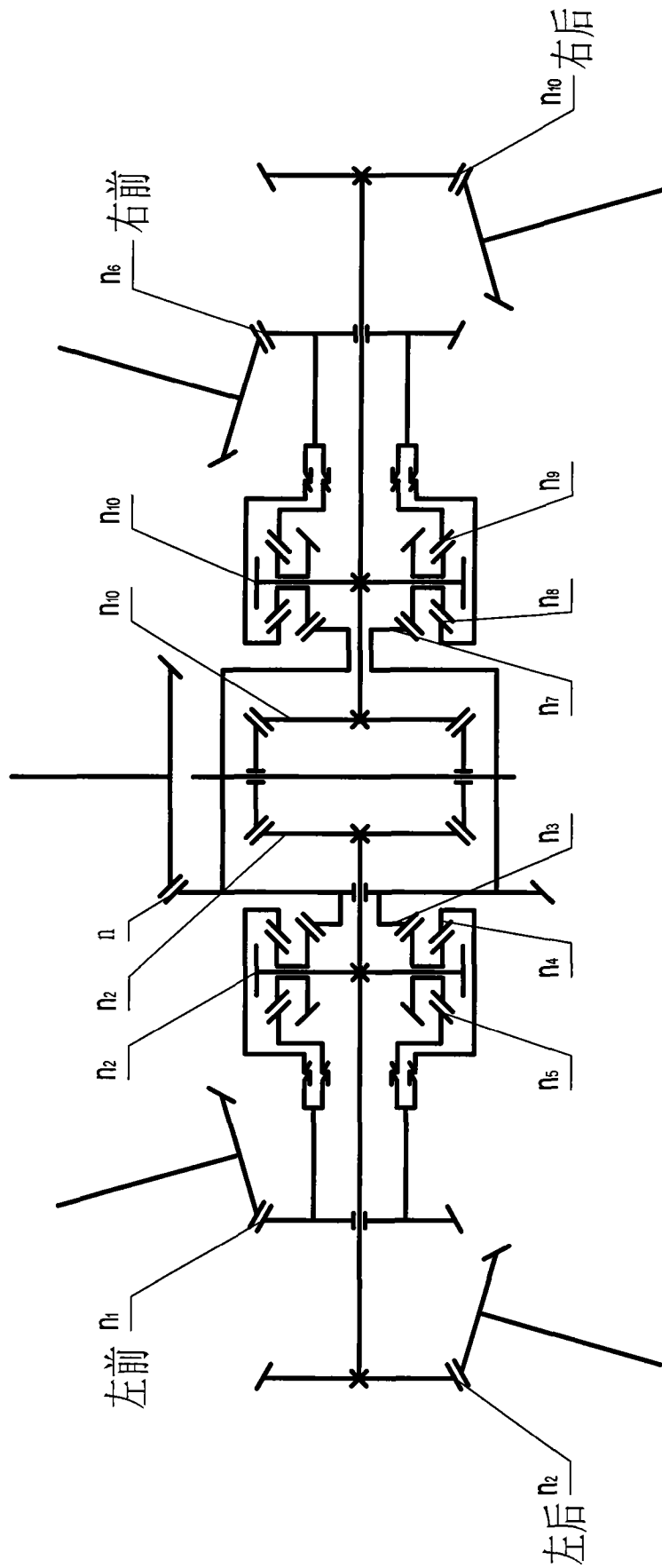


图 4