



[12] 发明专利申请公开说明书

[21] 申请号 200410010404.5

[43] 公开日 2005 年 8 月 3 日

[11] 公开号 CN 1647964A

[22] 申请日 2004. 10. 20

[21] 申请号 200410010404. 5

[30] 优先权

[32] 2003. 10. 20 [33] US [31] 10/687,710

[71] 申请人 达纳公司

地址 美国俄亥俄州

[72] 发明人 浚·吉冈 J·A·格罗格

J·J·乌迪 M·卡普兰

[74] 专利代理机构 中国国际贸易促进委员会专利商
标事务所

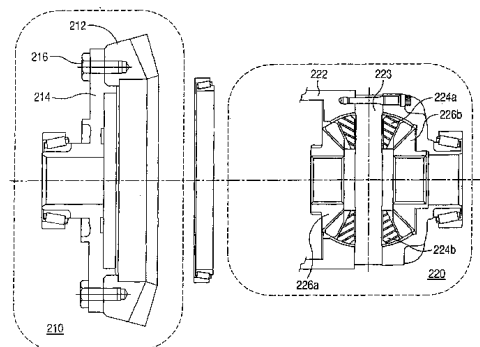
代理人 张祖昌

权利要求书 3 页 说明书 11 页 附图 5 页

[54] 发明名称 用于转矩传递组件的电磁线圈操纵
的变压安全阀组件

[57] 摘要

一用于机动车的转矩传递组件包括一齿圈分总成和一可转动地支撑在所述齿圈分总成上的差速器分总成、一用于将齿圈分总成连接到差速器分总成上的摩擦离合器组件和一液压离合执行器，该液压离合执行器用于可选择地通过摩擦力加载离合器组件。该液压离合执行器包括一变压安全阀组件，用于可选择地控制所述摩擦离合器组件。所述变压安全阀组件包括一阀封闭元件、一与所述阀封闭元件互补的阀座和一电磁执行器，电磁执行器用于接合所述阀封闭元件以及通过给阀封闭元件施加一轴向力来推动其使其抵靠阀座，该轴向力由施加到电磁执行器的电流流量来确定，以基于电流流量可选择地改变压力安全阀组件的释放压力。



- 1、一机动车中的转矩传递组件，所述转矩传递组件包括：
一齿圈组件，用于传递一输入驱动转矩；
5 一差速器组件，用于接收所述的输入驱动转矩；
至少一输出轴，通过一差速器齿轮机构可驱动地连接到所述差速器组件；
一摩擦离合器组件，用于可选择地从所述齿圈组件将所述输入驱动转矩传递到所述差速器组件，所述离合器组件包括至少一内摩擦盘和至少一外摩擦盘；
所述内摩擦盘连接成与所述差速器组件一起转动，所述外摩擦盘连接成与所述
10 齿圈组件一起转动；和
一液压离合执行器，用于可选择地通过摩擦力加载所述离合器组件，所述执行器包括：
一液压泵，用于产生液压以通过摩擦力加载所述离合器组件；和
一变压安全阀组件，用于可选择地控制所述摩擦离合器组件，所述变压安全
15 全阀组件包括一阀封闭元件、一与所述阀封闭元件互补的阀座和一电磁执行器，
该电磁执行器用于接合所述阀封闭元件以及对阀封闭元件施力使其抵靠所述阀座，以基于提供到所述电磁执行器的电流量可选择地改变所述压力安全阀组件的释放压力，
其中：所述阀封闭元件在所述阀封闭元件接合所述阀座时的关闭位置与所
20 述阀封闭元件轴向隔开庭座的打开位置之间可以运动。
2、根据权利要求1所述的转矩传递组件，其特征在于：所述电磁执行器包括一被所述齿圈组件支撑的线圈绕组和一电枢，所述电枢与所述线圈绕组径向间隔开，且当所述电流提供到线圈绕组上时，其响应所述线圈绕组产生的磁通量可以相对线圈绕组轴向移动；所述电枢接合所述阀封闭元件且施加轴向力
25 于阀封闭元件使其抵靠所述阀座，所述轴向力由所述电流的所述量确定，以可选择地设定所述阀封闭元件的所述释放压力。
3、根据权利要求2所述的转矩传递组件，其特征在于：所述线圈绕组与所述齿圈组件的旋转轴线同轴。
4、根据权利要求2所述的转矩传递组件，其特征在于：所述线圈绕组可
30 转动地被所述齿圈组件支撑。

5、根据权利要求2所述的转矩传递组件，其特征在于：所述线圈绕组的形状近似为环状，且与所述齿圈组件的旋转轴线近似同轴地安装。

6、根据权利要求2所述的转矩传递组件，其特征在于：所述线圈绕组缠绕一线圈壳体，该线圈壳体可转动地安装到所述齿圈组件的外周表面上。

5 7、根据权利要求6所述的转矩传递组件，其特征在于：所述线圈壳体的形状近似为环状，且与所述齿圈组件的旋转轴线近似同轴地安装。

8、根据权利要求2所述的转矩传递组件，其特征在于：所述电枢不可转动地连接到所述齿圈组件上。

9、根据权利要求2所述的转矩传递组件，其特征在于：所述电枢布置在
10 所述电磁执行器的线圈绕组的外侧。

10、根据权利要求2所述的转矩传递组件，其特征在于：所述电枢的形状近似为环状，且与所述齿圈组件的旋转轴线近似同轴地安装。

11、根据权利要求1所述的转矩传递组件，其特征在于：所述摩擦离合器部件是一摩擦离合器组件，其包括多个内摩擦盘和多个外摩擦盘，其中内摩擦盘连接成与所述差速器组件一同转动，外摩擦盘连接成与所述齿圈组件一同转动，所述摩擦盘彼此通过摩擦力接合。
15

12、根据权利要求1所述的转矩传递组件，其特征在于：所述液压泵布置在一壳体中，该壳体由所述齿圈组件限定，该液压泵响应所述齿圈组件和所述差速器组件的相对转动产生一液压力。

13、根据权利要求12所述的转矩传递组件，其特征在于：所述泵是一盖劳特泵。
20

14、根据权利要求1所述的转矩传递组件，其特征在于：所述变压安全阀组件适于在一最大释放压力和一最小释放压力之间可选择地设定在所述齿圈组件内可获得的一最大液压力。

15、根据权利要求1所述的转矩传递组件，其特征在于：所述液压离合执行器还包括一活塞组件，其布置在所述泵和所述离合器组件之间的齿圈组件内，且限定了一压力室，其中所述变压安全阀组件可选择地控制可在所述压力室内获得的最大液压力。
25

16、根据权利要求15所述的转矩传递组件，其特征在于：所述变压安全阀组件在最大释放压力 and 最小释放压力之间可选择地控制所述可在压力室内获
30

得的最大压力。

17、 根据权利要求 16 所述的转矩传递组件，其特征在于：所述最小释放压力处于可以防止所述摩擦离合器组件动作的水平。

18、 根据权利要求 16 所述的转矩传递组件，其特征在于：所述最大释放
5 压力值处于可以使所述摩擦离合器组件完全动作的水平。

19、 根据权利要求 16 所述的转矩传递组件，其特征在于：可在所述压力室内获得的所述最大液压力可以在所述最小释放压力和最大释放压力之间进行调节，以实现所述摩擦离合器组件的部分动作。

20、 根据权利要求 1 所述的转矩传递组件，其特征在于：所述变压安全
10 阀组件适于在最大和最小释放压力之间可选择地设定一可在所述齿圈组件内获得的最大液压力。

21、 根据权利要求 20 所述的转矩传递组件，其特征在于：所述最小释放压力处于可以防止所述摩擦离合器组件动作的水平。

22、 根据权利要求 20 所述的转矩传递组件，其特征在于：所述最大释放
15 压力值处于可以使所述摩擦离合器组件完全动作的水平。

23、 根据权利要求 20 所述的转矩传递组件，其特征在于：可在所述齿圈组件内获得的所述最大液压力可以在所述最小释放压力和最大释放压力之间进行调节，以实现所述摩擦离合器组件的部分动作。

24、 根据权利要求 2 所述的转矩传递组件，其特征在于：所述电枢具有
20 一近似 U 形的横截面。

25、 根据权利要求 2 所述的转矩传递组件，其特征在于：所述线圈绕组缠绕一线圈壳体，该线圈壳体可转动地安装到所述齿圈组件上，其中所述电枢偏移所述线圈壳体一定距离，该距离确保当所述阀封闭元件从所述关闭位置移动到所述打开位置时，通过所述电磁执行器施加在所述阀封闭元件上的所述轴
25 向力近似不变，且所述轴向力仅仅是提供到所述线圈绕组上的电流的函数。

用于转矩传递组件的电
磁线圈操纵的变压安全阀组件

5

技术领域

本发明涉及用于机动车的转矩传递组件，更具体地涉及具有一电控液压执行器的转矩传递组件，该液压执行器包括一电磁线圈操纵的变压安全阀。

背景技术

10 通过驱动轴传递到车轮的转矩通过车轮与车辆路面之间的摩擦力来驱动车辆。有时候，在车轮和路面之间出现滑动。滑移率取决于车轮与路面之间的摩擦系数。路面与车轮的状态、路面施加给车轮的负载、传递到车轮的转矩大小、车辆行驶速度、等等影响摩擦系数的大小。

对于普通两轮驱动车来说，在启动车辆时，经过变速器将一大转矩传递给
15 每个驱动轮，这样在路面和车轮之间可能会产生大滑动。随着车辆行驶速度的增加，经过变速器传递的转矩减小，从而减小滑移率。

当传递到车轮的转矩如此大使得车轮打滑时，转矩没有完全起驱动车辆的作用，导致浪费动力，降低燃油效率，以及损坏车辆操纵性。

当摩擦系数变动较大或摩擦系数非常小时，如在泥泞道路上、部分结冰的
20 路上、下雪路上、碎石路上、或类似路上，车辆行驶稳定性降低并且在制动抱死车轮时增加了制动距离。而且，在抱死后轮时（尤其在制动时）往往很难保持车辆的行驶方向。

由于上述原因，四轮驱动车辆因为可在很宽的路面条件范围下行驶而变得普及。对于四轮驱动车辆，发动机的驱动力被分别传递到四个车轮上，以消除
25 上述缺点和问题。

由于在车辆转弯时存在前和后轮之间的转弯半径差，在四轮驱动车辆的前和后轮之间的转速差增大，所以如果在高摩擦系数的道路上（例如铺面路）进行转弯，则在前和后轮的驱动轴之间会产生扭矩（急转弯制动现象），在高摩擦系数的道路上，驱动轮和道路表面彼此不易出现滑动。由于这些原因，已经
30 发展了不同形式的四轮驱动车辆以防止由于扭矩而损坏每个车辆的移动性、增

加轮胎的磨损、减少车辆的寿命等等。

不同形式的四轮驱动车辆的其中一种是可脱开的四轮驱动车辆，当行驶在例如铺面道路的高摩擦系数道路上时，驾驶员可以从四轮驱动模式转换到两轮驱动模式。另一种四轮驱动车辆是全时四轮驱动或全轮驱动车辆，其装备有一中间差速器单元，用于分别传递动力到前和后轮驱动轴。另一种四轮驱动车辆是全时四轮驱动车辆，其中前或后轮总是被驱动，且后或前轮通过粘液离合器被驱动，粘液离合器通过硅油或类似物的粘性来传递扭矩。

虽然制造可脱开的四轮驱动车辆的成本相对低，但是在两轮驱动和四轮驱动之间转换比较麻烦，且当驾驶员在四轮驱动和两轮驱动之间错误地进行选择时，车辆可能会慢慢地转过。每个驾驶员都精确地预计何时驱动轮会出现滑动且进行适当地操作是不太可能的。

装备有中间差速器单元的全时四轮驱动车辆具有一分别将动力传递到右和左前轮的前轮驱动差速器单元，和一后轮驱动差速器单元，其分别将动力传递到右和左后轮。这些全时四轮驱动车辆具有一个问题，即当一个车轮旋回或由于悬垂在路侧或沟渠、在冰路上打滑或类似原因而失去轮胎抓着力时，没有动力被传递到四个驱动轮中剩余的三个上。由于这个原因，中间差速器单元具有一个差速器锁定机构。差速器锁定机构是机械式或电控式的。在机械式差速器锁定机构中，当没有动力传递到四个驱动轮中的三个时，为了使车辆进入直接连接的四轮驱动状态，通过手动转换停止中间差速器单元中发生的差速转动。在电控式差速器锁定机构中，传感器检测车辆速度、车辆转角、驱动轴的高速空转等等，以通过电控制器使差速器锁定机构进入锁定或未锁定状态。对于机械式差速器锁定机构，很难设定差速器锁定起始时间点，该时间点不能根据车辆行驶条件而改变，而自动操作差速器锁定机构是更难的。对于电控式差速器锁定机构，控制差速器锁定机构的装置较复杂，且机构的制造成本非常高。

由于中间差速器单元包括一输入轴，其接收从发动机经过变速器传递的动力，一与输入轴连接的差速器壳体，一由差速器壳体驱动的行星齿轮轴，可转动地连接到行星齿轮轴外表面的行星齿轮、一第一半轴齿轮，其与行星齿轮啮合且连接到一用于驱动前或后轮的第一差速器装置，一第二半轴齿轮，其与行星齿轮啮合且连接到一用于驱动后或前轮的第二差速器装置，和差速器锁定机构，其通过机械操作或电控制将差速器壳体与半轴齿轮彼此啮合，中间差速器

单元的制造成本非常高且增加了车辆的重量。

已知使用一转矩传递联轴器来代替上述中间差速器，该转矩传递联轴器包括一驱动地连接到变速器和第一差速器的输入轴、一驱动地连接到第二差速器的输出轴、一油泵和一摩擦离合器机构，该油泵通过输入轴和输出轴之间的相对转动驱动以产生与相对转速相应的油压，摩擦离合器机构通过油泵产生的油压将输入轴和输出轴彼此啮合。转矩联轴器传递的转矩与相对转速成比例。当第一差速器驱动的车轮的转速高于第二差速器驱动的车轮转速时，在输入轴和输出轴之间出现转速差，油泵产生与转速差相应的油压，油压被提供到摩擦离合器机构，从而根据油压大小将转矩从输入轴传递到输出轴。当转矩传递到第二差速器时，与第二差速器驱动地连接的车轮转速升高成接近第一差速器驱动的车轮转速，从而减小输入轴和输出轴之间的转速差。简单地说，转矩传递联轴器响应转速差而进行操作，该转速差是根据车辆的环境情况和其行驶条件而产生的。换句话说，总是允许规定的滑动。

然而传统的转矩联轴器组件在其组装和车辆动力传动系统中的定位上存在固有的缺点。传统的转矩联轴器组件安装在分动箱中或与动力传动系统或驱动轴在一条直线上。

因此需要一转矩联轴器组件，其在分动箱中不需要中间差速器，即轴间差速器，从而不需要在分动箱中或与动力传动系统成一直线的单独转矩联轴器，减小动力传动系统的复杂性和成本。

近期在车辆控制上的改进需要禁用转矩传递装置在中高速的限制滑动特性。需要在特定条件期间禁用液压转矩传递联轴器组件的限制滑动特性以保证装置例如横摆稳定性控制的良好性能，而允许在可能需要牵引的其他特定条件下恢复限制滑动特定。

需要对在一液压操纵转矩传递装置中产生的液压进行外部控制，其中通过控制最大系统液压限制使得转矩传递能开启或者关闭，或者设定在任何中间状态。

发明内容

本发明提供一种改进的电控转矩传递组件。因而，本发明提供一种四轮驱动车辆，其没有上述缺点和问题，而是在所有条件下都能实现四轮驱动的功能，且结构简单和成本低廉。

本发明提供一具有一速度传感机构 (speed sensitive mechanism) 的桥壳组件 (axle care assembly), 用于将转矩从齿圈传递到行星齿轮差速器壳体, 有创造性的差速器组件提供与齿圈分总成和行星齿轮组分总成之间的速度差成比例的转矩传递, 其中本发明将齿圈/差速器壳体组件分成两个主要元件, 且一速度传感机构安装在两个元件之间。在优选实施例中, 转矩传递机构全部包含在一轴差速器组件内。可以为差速器齿轮提供一可选择的限制滑动装置。

转矩传递组件包括一摩擦盘离合器组件, 其布置在壳体内部, 用于可选择地锁定转矩传递组件。转矩传递组件还包括一液压离合执行器, 用于可选择地通过摩擦力给离合器组件加载。该液压离合执行器包括一用于产生液压的液压泵, 一活塞组件, 其在泵和离合器组件之间且限定了一压力室, 以及一变压安全阀组件, 以可选择地控制所述转矩传递组件。该变压安全阀组件具有一压力安全阀和一电磁线圈执行器, 用于在一最大释放压力和一最小释放压力之间可选择地设定在压力室内可获得的最大液压力, 其中当摩擦离合器组件处于完全“接通”状态时为最大释放压力, 当摩擦离合器组件处于完全“中断”状态时为最小释放压力。

该变压安全阀组件包括一阀封闭元件、一与阀封闭元件互补的阀座和一电磁执行器, 其用于接合阀封闭元件, 且通过一轴向力推动阀封闭元件抵靠阀座, 该轴向力由提供到电磁执行器上的电流大小决定, 从而根据电流大小可选择地改变压力安全阀组件的释放压力。

因此, 根据本发明的转矩传递组件可以动态控制液压离合执行器的液压, 可选择地通过摩擦力给离合器组件加载。

通过下面的说明和参考附图会更充分地理解本发明的主要特征、结构和目的。

附图说明

通过下面说明书和附图的说明可以很明显看出本发明的其他目的和优点, 其中:

附图 1 是示意图, 表示了机动车的一后轴组件, 其包括一电控转矩传递组件;

附图 2 是布置在一齿圈分总成和一差速器分总成之间的本发明转矩传递组件的分解示意图;

附图3是根据本发明的电控限制滑动差速器组件的截面图;

附图4是图3中用A表示的圆圈中所示的一变压安全阀组件的放大局部截面图;

附图5是一图表,表示通过电磁执行器施加到阀闭合元件上的轴向力与线图壳体和电枢之间“偏移量”的函数关系。

具体实施方式

参见附图1,根据本发明的四轮驱动车辆包括一发动机110、一变速器130,发动机110经过离合器120驱动该变速器以改变发动机110的输出转速。一分动箱150将第一差速器组件140和第二差速器组件170之间的转矩传递隔开,其中第一差速器组件140驱动前和后轮系统之一,而第二差速器组件170驱动前和后轮系统中的另一个。

根据本发明,在一齿圈和第一与第二差速器组件140、170之一的行星齿轮差速器壳体之间具有一转矩传递联轴器。该转矩传递联轴器包括一油泵,其由齿圈分总成和一行星齿轮组分总成之间的相对转动驱动,以产生与相对转速相应的油压。通过油泵产生的油压,一摩擦离合器机构将齿圈分总成和差速器齿轮组分总成彼此啮合在一起。转矩传递联轴器具有这样一个特性,即联轴器传递的转矩与相对转速成比例。

参见附图2,转矩联轴器组件包括一齿圈外分总成210和一差速器分总成220。齿圈外分总成210包括一齿圈212,其通过紧固件216或其他本领域技术人员已知的传统固定系统固定到外壳体元件214上。差速器分总成220包括一差速器壳体222、一由后差速器壳体222驱动的行星齿轮轴223、可转动地连接到轴223上的行星齿轮224a、224b、和与行星齿轮224啮合的半轴齿轮226a、226b。半轴齿轮226a、226b驱动右和左轴(图2中未示出)。

参见附图3,一速度感测式转矩联轴器组件(大体上用240表示)位于齿圈分总成210和差速器分总成220之间。在本发明优选实施例中,速度感测式转矩联轴器组件240包括一流体泵250和一离合器组件260。图示的和这里说明的流体泵是一自动可逆单向流动式盖劳特(Gerotor type)泵。下面将要说明流体泵250和离合器组件260的特定结构。

摩擦离合器组件260包括若干组交替布置的外摩擦盘260a和内摩擦盘260b。传统上,外摩擦盘260a的外圆周具有凸起,其与形成在外壳体元件214

上的相应凹槽不可转动地啮合。相似地，内摩擦盘 260b 的内圆周具有凸起，其与形成在离合器套筒 270 上的相应凹槽不可转动地啮合，离合器套筒又与差速器壳体 222 整体形成或花键连接到差速器壳体 222 上。同时，外摩擦盘 260a 和内摩擦盘 260b 都可以在轴向方向上滑动。离合器盘 260a 摩擦啮合离合器盘 260b 5 以在外壳体元件 214 和容纳差速器机构的差速器壳体 222 之间形成一转矩联轴器装置；差速器机构例如是行星齿轮和半轴齿轮。转矩从外壳体 214 传递到差速器壳体 222，驱动差速器机构。

离合器组件 240 由液压离合执行器和一活塞组件可选择地操纵，液压离合执行器包括速度感测式液压活塞泵 250，活塞组件用于为离合器组件 260 轴向加 10 载。

速度感测式液压活塞泵 250 布置在外壳体元件 214 和差速器壳体 222 之间，且当这些元件 214、222 之间出现相对转动时操纵离合器组件 260。应该懂得，泵 250 产生的液体压力与外壳体元件 214 和差速器壳体 222 之间的转速差近似成比例。优选地，用来提供加压液压油以操纵离合器组件 260 的液压活塞泵 250 15 是一个盖劳特泵。盖劳特泵 250 包括一外圈元件、一外转子和一内转子。内转子可驱动地连接到离合器套筒 270，外圈元件固定到外壳体元件 214。内转子比外转子少一个齿，且当内转子被驱动时，它将驱动外转子，外转子可以相对于内转子偏心地在外圈元件内自由转动，从而提供一系列的减少和增加容积的液体室，通过这些液体室来产生液体压力。因此，当在外壳体元件 214 和差速器 20 壳体 222 之间出现相对移动时，盖劳特泵 250 的内转子就产生液压油压力。然而，应该懂得，任何其他合适形式的响应外壳体元件 214 和差速器壳体 222 之间的相对转动而产生液压压力的液压泵也在本发明范围内。

活塞组件包括一液压操纵的活塞 255，其用于压挤离合器组件 260 且减少外壳体元件 214 和差速器壳体 222 之间的任何速度差。这将导致前轴和后轴之间的任何速度差的减少。盖劳特泵 250 提供操纵活塞 255 以及使离合器组件 260 25 啮合的加压液压油。在这种布置中，当存在速度差时，液压油通过一吸入管道 290 被吸入泵 250 中。盖劳特泵 250 将加压的流体泵入到一活塞压力室中以操纵离合器组件 260，该压力室位于活塞 255 和活塞壳体之间。当速度差增加时，压力也增加。位于活塞压力室中的加压流体施加一轴向力在活塞 255 上，为离合 30 器组件 260 加载，其进一步被摩擦盘 260a 和 260b 抵抗。离合器组件 260 的负

载允许在外壳体元件 214 和差速器壳体 222 之间的转矩传递分配。

通过图 2 和 3 所示的组件, 在轴差速器壳体组件 (axle differential case assembly) 内提供一转矩联轴器组件。因此, 当由第一差速器 140 驱动的车轮转速高于由第二差速器 170 驱动的车轮转速时, 就出现转速差。在这种情况下, 5 泵 250 产生与转速差相应的油压。油压提供到摩擦离合器机构 260, 从而根据油压大小在第一差速器 140 和第二差速器 170 之间合理地分配转矩。当转矩被传递到第二差速器 170 时, 与第二差速器 170 驱动地连接的车轮转速升高成接近由第一差速器 140 驱动的车轮转速, 从而减小前和后轮之间的转速差。

在车辆低速行驶时, 传递到第一差速器 140 的转速绝对值很小, 从而齿圈 10 分总成 210 的转速也很小。即使差速器分总成 220 输出轴的转速为 0 或非常低, 分总成 210、220 之间转速差的绝对值也很小。另外, 由于泵的内部泄漏, 在低转速时油泵产生的油压的升高一般很慢。由于这些原因, 经过摩擦离合器机构 260 传递的转矩非常小, 这样齿圈分总成和差速器分总成可以彼此相对滑动。结果, 在车辆慢速转弯时, 在前和后轮驱动轴之间产生的扭矩被摩擦离合器机构 15 260 吸收, 以防止急转弯制动现象。

在车辆高度行驶时, 如果由第二差速器 170 驱动的车轮转速稍微低于由第一差速器 140 驱动的车辆转速, 齿圈分总成 210 和差速器分总成之间的转速差的绝对值必然增加, 因为传递到第一差速器 140 的转速的绝对值的大小与车辆的行驶速度成比例。因此, 经过摩擦离合器机构 260 传递的转矩也很高, 其相 20 应于齿圈分总成 210 与差速器分总成 220 的轴之间的转速的绝对值, 这样这些轴保持在近似于直接连接状态的转矩传递状态中。由于这个原因, 在车辆快速行驶时, 发动机的转矩被传递到前和后轮, 而转矩近似以 50: 50 的比例在他们之间进行分配, 这样可以提高车辆的行驶稳定性和燃油经济性。

由于第二差速器 170 总是通过转矩传递联轴器 240 与第一差速器 140 连接, 25 所以没有如在传统的可脱开四轮驱动车辆中进行的在两轮驱动和四轮驱动之间转换的麻烦。

当在根据本发明的车辆行驶期间一些驱动轮打滑时, 转矩传递联轴器的齿圈分总成 210 和差速器分总成 220 之间的转速差立即增加, 这样相应于转速差的油压增加。结果, 摩擦离合器机构 260 立即动作以防止在齿圈分总成 210 与 30 差速器分总成 220 之间的转速差增加, 以抑制打滑的驱动轮侧向滑动。多余的

转矩被传递到其他不打滑的驱动轮上，而不是传递到打滑的驱动轮上，这样经过变速器传递的发动机转矩被分别传递到第一和第二差速器 140、170 上。从而适当的驱动力自动地和不断地提供到前和后驱动轮上，形成良好响应。

提供一变压安全阀组件 300 用于可选择地控制泵 250 以及离合器组件 260 的供给压力。变压安全阀组件 300 被一电磁（优选的，电磁线圈）执行器操作，其由一个差速器控制模块（DCM）基于一个或多个作为控制输入的车辆参数进行电控制，，车辆参数例如是车速、车轮速度差、车辆横摆率、车辆横向加速度、转向角、发动机节气门位置、施加制动、冰检测、湿气检测、车辆动力传动系结构以及横摆稳定控制系统动作，可以使用一可编程的控制机构作为与液压操纵的限制滑动差速器的接口。DCM 还与电力提供源连接，例如安装在机动车上的电储存蓄电池。

当通电后，电磁线圈操作的阀组件 300 可以在最小压力和最大压力之间的一变化范围内调节泵供给压力，从而在从最小转矩值到最大转矩值的范围内，变化地控制驱动转矩在外壳体元件 214 和差速器壳体之间的分配。例如，当相对旋转超作一预定水平时，变压安全阀组件 300 还可以被操作以解除离合器组件 260 的限制滑动特性。当相对旋转降低到低于预定水平时，可以恢复限制滑动特性到“开”。

在图 4 中详细地示出了根据本发明的变压安全阀组件 300，其形式是一个电磁阀组件，且包括一由电磁执行器 334 控制的卸压单向阀 332，电磁执行器可以是本领域已知的任何适当的电磁装置，例如电磁线圈。

单向阀 332 包括一与活塞压力室液体连通的液体释放通道 336，一与通道 336 开放式连通的近似圆锥形的阀座 338，和一球形阀封闭元件 340，其适于座落在阀座 338 中以密封液体释放通道 336。应该懂得，阀封闭元件 340 可以是除了球形之外的任何适当的形式，例如圆锥形。阀座 338 形成在外壳体元件 214 的侧壁 214a 上。阀封闭元件 340 可以在一封闭位置和一打开位置之间移动，当阀封闭元件 340 与阀座 338 啮合时为封闭位置（如图 4 所示），当阀封闭元件 340 与阀座 338 轴向间隔时为打开位置。

电磁执行器 334 包括一近似环状的线圈壳体 342、一绕着线圈壳体 342 的线圈绕组 344 和一近似环状的电枢 352，其可以在旋转轴线 11 的方向上轴向移动。电枢 352 与线圈绕组 344 同轴且与线圈壳体 342 径向间隔，从而限定了一

空气间隙 356。线圈壳体 342 通过一线圈壳体衬套 350 被外壳体元件 214 支撑，以相对于外壳体元件 214 转动，且与轴线 11 近似同轴。同时，线圈壳体 342 是不能相对于桥壳（未示出）转动的。线圈壳体 342 优选地由一单件磁可穿透材料（magnetically permeable material）形成，例如传统的铁磁材料。可选择地，
5 线圈壳体 342 还可以由多层磁可穿透材料形成。线圈壳体衬套 350 由本领域技术人员已知的任何合适的无磁性材料制成。为了将线圈壳体 342 不可转动地固定到桥壳上（未示出），使用一防转动销 346 来将线圈壳体 342 不可转动地连接到一防转动盘 348 上，该盘固定在桥壳上（未示出）。可选择地，线圈壳体 342 可以不可转动地安装到外壳体元件 214 上。

- 10 环状电枢 352 被支撑在一电枢衬套 354 中，以在轴线 11 的方向上轴向移动。该电枢衬套 354 通过任何适当的方法不可转动地安装到外壳体元件 214 的侧元件 214a 上，例如通过压配合、胶粘合等等。优选地，电枢衬套 354 由任何适当的本领域已知的无磁性材料制成。

在图 3 和 4 所示的实施例 15 中，电枢 352 布置在电磁执行器 334 的线圈绕组 344 的外侧。可选择地，电枢 352 还可以布置在线圈绕组 344 内部。

阀封闭元件 340 被加载且通过执行器盘 358 作用抵靠阀座 338 而位于适当位置。执行器盘 358 适于接合电磁执行器 334 的电枢 352，其中电磁执行器位于其线圈绕组 344 的外侧。优选地，执行器盘 358 形状为大约 15° 的环片状，且由任何本领域技术人员已知的适当无磁性材料制成。而且，执行器盘 358 通过任
20 何本领域已知的适当方法固定到电枢 352 上，例如螺纹连接、胶粘结等。

当电流提供到线圈绕组 344 中时，产生磁通量流过电枢 352。磁通量产生一轴向力，其相对于线圈绕组 344 轴向移动电枢 352。电枢 352 移动执行器盘 358，执行器盘又依次通过预定的轴向保持力将阀元件 340 推向阀座 338，该预定轴向保持力是提供到线圈绕组 344 的电流的函数。本领域技术人员可知，加
25 压的液压油不会流过压力安全阀 332 直到盖劳特泵 326 产生的油压产生的反作用力大于通过线圈绕组 344 产生的磁通量施加在电枢 352 上的轴向保持力，从而推动阀封闭元件 340 离开阀座 338。因此，这种布置可以形成一具有释放压力的安全阀，释放压力是提供到线圈绕组 344 上的电流的函数，且在液压系统中提供一预定压力限制。因此，变压安全阀组件 330 基于提供到线圈绕组 344 上的
30 的电流大小可选择地设定压力安全阀 332 的释放压力，随后，限定活塞压力室

内的压力大小。

当一最大电流提供到电磁线圈执行器 334 的线圈绕组 344 上时，压力安全阀 332 的保持力为最大，从而压力单向安全阀 332 提供一最大释放压力。在这种结构中，在外壳体元件 214 内可以获得的最大压力足以充分致动液压离合器组件 260，从而使得转矩传递组件 10 具有限制滑动功能，且限制滑动特性处于全“开”状态。

压力安全阀 332 的压力限制，即压力安全阀 332 的释放压力可以通过控制提供到电磁执行器 334 的线圈绕组 344 的电流来进行调节。

当较少的电流被提供到线圈绕组 344 中时，就会有较小的轴向保持力施加在减压阀 332 中，从而安全阀 332 提供较小的释放压力。这就形成一调节机构，其可降低在外壳体元件 12 内部获得的最大系统压力。

当最小电流提供到电磁线圈执行器 334 的线圈绕组 344 上时，压力安全阀 332 的保持力最小，从而安全阀 332 提供最小释放压力。在这种结构中，限制滑动功能处于全“闭”状态，在外壳体元件 214 中可以获得的最大压力不够高，不能接合离合器组件 260，从而在不影响转矩传递能力的情况下从本质上不能实现液压转矩传递组件的限制滑动功能。

在转矩传递组件的“开”和“闭”状态之间，通过调节提供到电磁线圈执行器 334 的线圈绕组 344 的电流可以将安全阀 332 的释放压力设定为任一值。这使得液压转矩传递组件 10 具有可变的最大压力限制，能限制和优化可用于转矩传递组件 10 的限制滑动量，以适应各种车辆操作状况。这提供了动态控制液压以增加牵引的机会。例如，如果释放压力设定为较小值，可以使用控制系统感应车轮速度或速度差并允许增加液压，可用压力的增加可以是速度差的函数，这可以在全“开”和“闭”状态之间产生最佳的限制滑动量。

本领域技术人员可知电枢 352 可以具有任何适当形状的横截面。优选地，如图 4 的实施例中所示，电枢 352 通常具有 U 形横截面，其磁极面对线圈绕组 344，类似于应用在磁阻电动机中的磁极。而且，电枢 352 和线圈壳体 342 之间如此进行相互的几何布置，使得当阀封闭元件从关闭位置移动到打开位置时，通过电磁执行器 334 提供一近似常数轴向力到阀封闭元件 340 上。这通过在电枢 352 和线圈壳体 342（以及，从而线圈绕组 342）之间保持一适当的“偏移量”而得到。术语“偏移量”在这里表示电枢 352 和线圈壳体 342 的失准量（amount of

misalignment), 或线圈壳体 342 的外表面 342' 与电枢 352 的外表面 352' 之间的距离 'k', 如图 4 所示。

图 5 是一图表, 表示当一大小不变的电流提供到线圈绕组 344 时, 而作为“偏移量”距离 'k' 函数的轴向力, 其通过电磁执行器 334 施加在阀封闭元件 340 上。

- 5 该图表形式上是一条曲线 'F', 其具有近似“平直”的部分 'Fc', 在该曲线中轴向力相对于“偏移量”距离 'k' 进行可忽略的变化。然而部分 'Fc' 之外的操作使得轴向力急剧变化。因此, 当在“平直”部分 'Fc' 中操作安全阀组件 330 的电磁执行器 334 时, 当阀封闭元件从关闭位置移动到打开位置时, 通过电磁执行器 334 提供到阀封闭元件 340 的轴向力基本上不变, 且是提供到线圈绕组 344 上的电流的
- 10 函数。另一方面, 在“平直”部分 'Fc' 之外进行操作时, 轴向力既是电流的函数也是“偏移量”距离 'k' 的函数, 使得变压安全阀的控制变得困难得多, 需要一关于阀的“偏移量”的闭环反馈。另外, 更加传统的电磁线圈电极设计在轴向力与“偏移量”距离的关系曲线中不提供这个“平直”部分。

- 由于上述原因, 根据本发明优选实施例的电磁执行器 334 在轴向力与“偏移量”距离的关系曲线的“平直”部分 Fc 内, 提供线圈壳体 342 与电枢 352 之间的
- 15 “偏移量”距离 'k', 以确保当阀封闭元件从关闭位置移动到打开位置时, 通过电磁执行器 334 施加到阀封闭元件 340 的轴向力基本上不变, 且仅仅是提供到线圈绕组 344 的电流的函数。

- 因此, 根据本发明的电控差速器组件代表了限制滑动差速器组件的新颖布置, 其具有一电磁执行器, 用于启动变压安全阀, 以允许限制滑动和开启差速器的能力,
- 20

- 出于说明的目的, 已经根据专利规定说明了上述本发明的优选实施例。本发明并没有被上述具体实施例穷举或不局限于具体实施例。明显的变形或改进都是属于上述构思的。选择上述公开的实施例是为了最好地说明本发明的原理
- 25 和其实际应用, 从而使得本领域技术人员最好地使用适合预期用途的本发明不同的实施例和不同的变形, 只要其原理相同。因此可以在不超出本发明意图和范围的前提下对上述发明进行改进。而且所附的权利要求还限定了本发明的范围。

图1

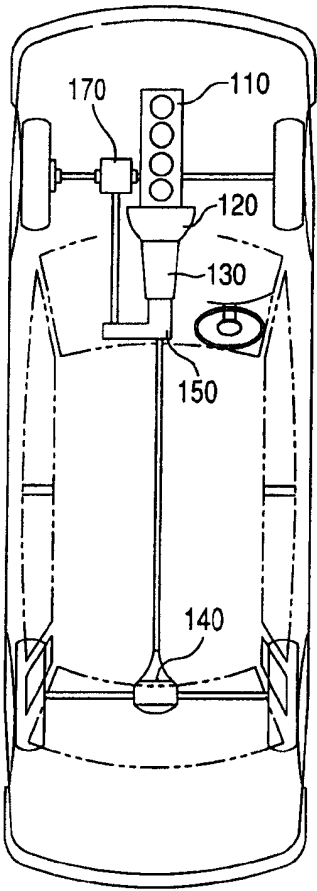


图 2

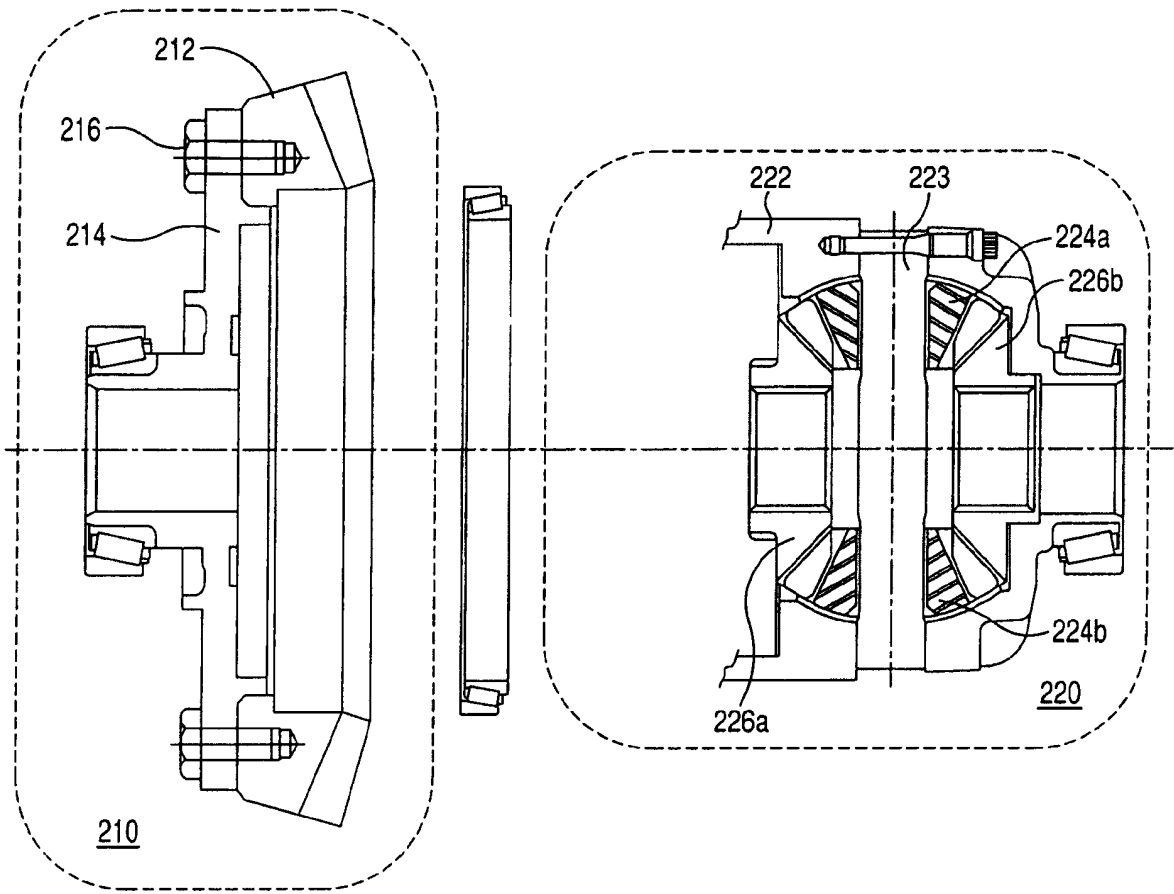


图 3

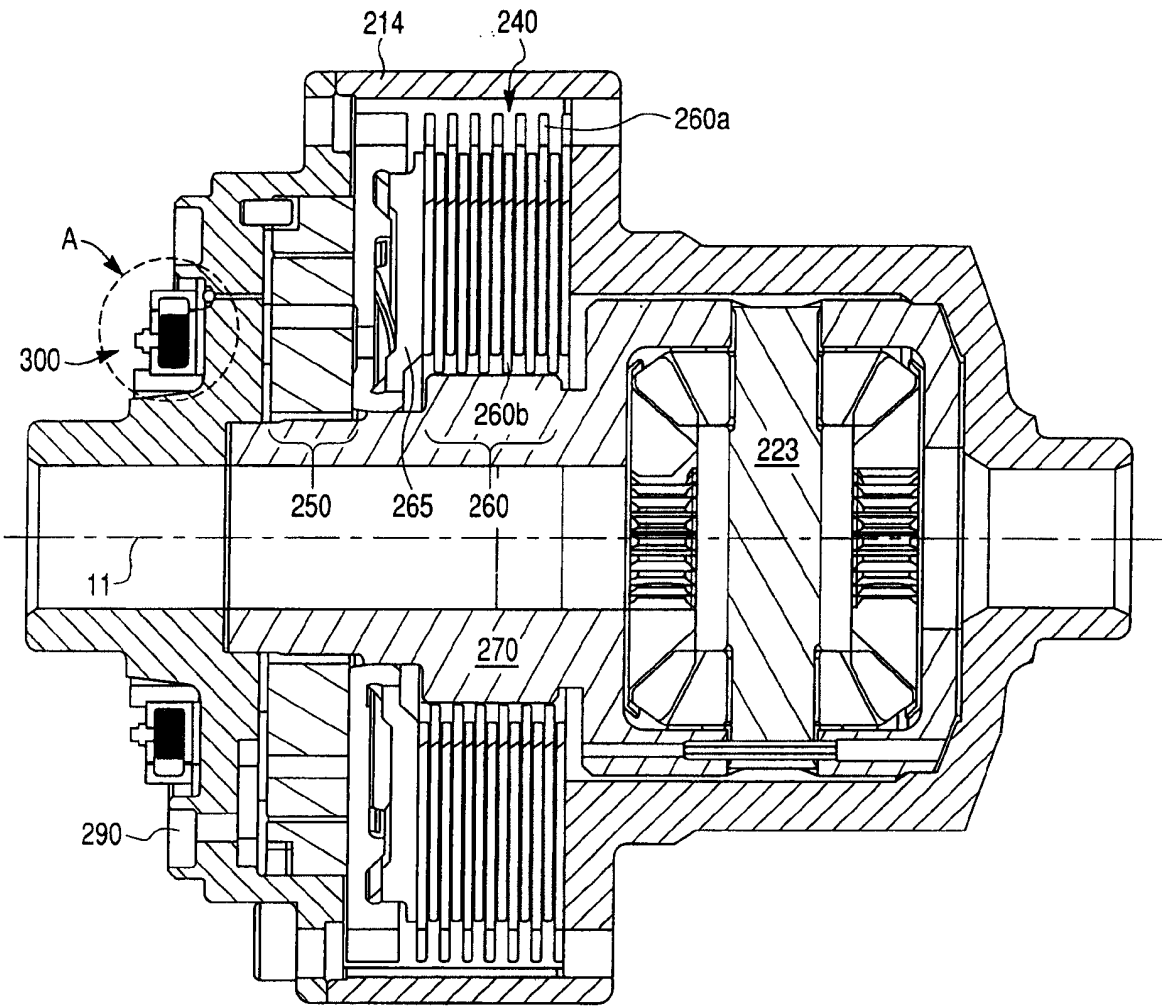


图 4

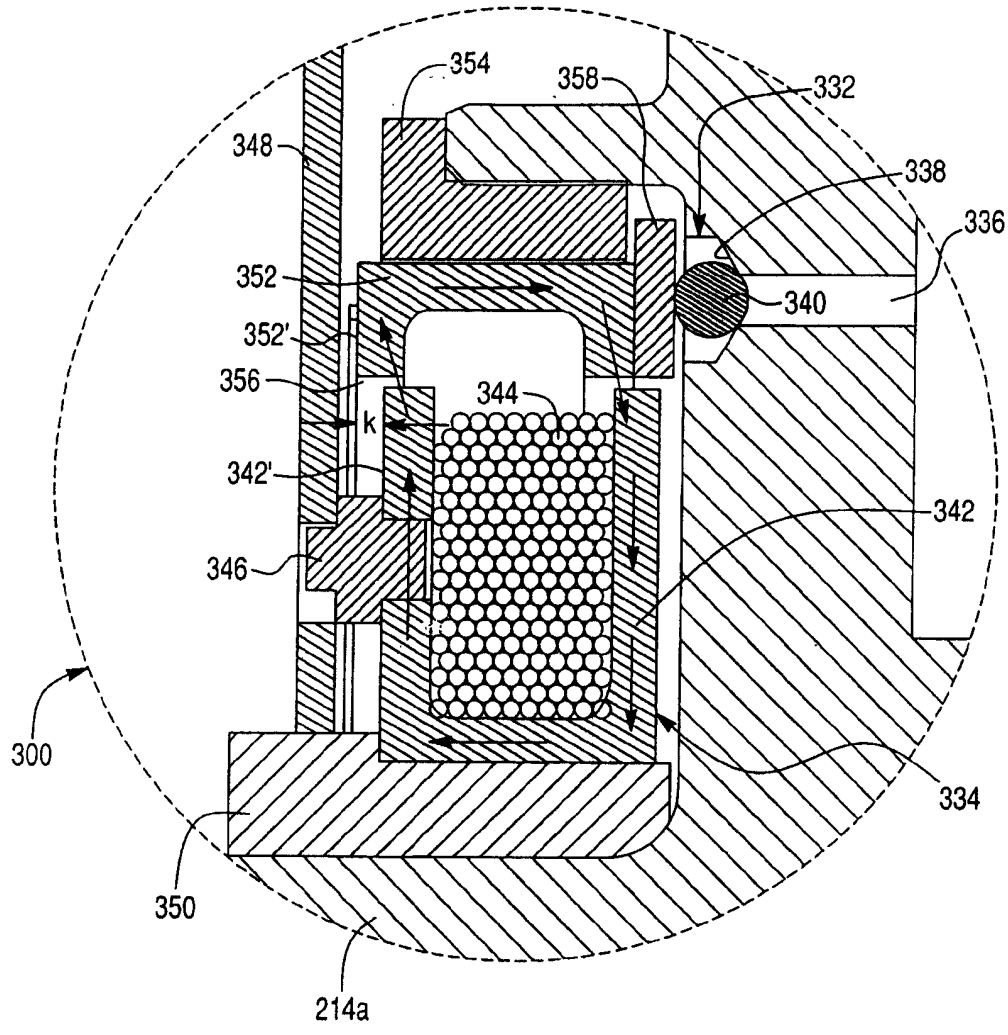


图5
力与电枢偏移线的关系图

