

基于车轮支持力的车辆主动悬挂惯性调控方法及控制系统

技术领域

本发明涉及车辆主动悬挂的控制方法和控制系统，具体是指一种通过控制车轮支持力对车辆主动悬挂系统进行惯性调控的方法及其相应的控制系统。

背景技术

悬挂系统是车辆底盘的重要组成部分，其性能直接决定着车辆的行驶平顺性和操纵稳定性。传统的车辆大多采用被动悬挂，其悬挂参数根据特定路面条件进行设计，一经选定便难以改变，不能随路面状况、车速等发生变化，因此限制了汽车行驶性能的进一步提高。

主动悬挂是近年来发展起来的由电脑控制的一种悬挂方式，主动悬挂可以根据车载质量、路面状况或颠簸振动情况、行驶速度、运行工况如加速、制动、驱动、转向等的变化，自动调整悬挂的刚度与阻尼或控制悬挂的伸缩，以满足汽车行驶平顺性和操纵稳定性等方面的要求。

主动悬挂技术主要包括主动悬挂系统和控制方法两部分。

主动悬挂系统包括为主动悬挂提供能量的装置和可控制作用力或位移的附加装置。根据能量提供的方式不同又分为液压驱动、气压驱动和电驱动三种。液压驱动悬挂系统因功率密度较高，便于布置安装等优点目前应用较多；气压驱动悬挂系统因为驱动柔和、无污染等优势也得到了一定的应用。

即使相同的主动悬挂系统但由于采用不同的控制方法，也会产生不同的控制效果。目前的主动悬挂的控制方法主要包括：天棚阻尼控制、最优控制、预瞄控制、自适应控制、模糊控制、神经网络控制、滑模控制、免疫进化控制等。

根据记载，无论采用何种控制方法，车辆的性能均有不同程度的改善，但仍存在一些问题没有得到较好地解决，其中比较突出的是行驶平顺性控制和操纵稳定性控制难以协调的问题。车辆的行驶平顺性控制和操纵稳定性控制是悬挂设计需要考虑的两个重要方面，现有研究成果大多是根据不同的需要建立不同的数学模型，各自独立地进行设计，并认为车辆的总体性能是这些子系统性能之和；或者对数学模型进行分解，然后再组合起来进行控制。在建立数学模型时没有考虑把行驶平顺性控制和操纵稳定性控制同时进行设计，设计过程比较复杂且难以获得较好的控制效果。

发明内容

为了解决上述车辆主动悬挂技术所存在的突出问题，本发明提供一种基于车轮支持力的车辆主动悬挂惯性调控方法与控制系统，具体包括以下两个方面的内容。

本发明的第一方面，是提供一种基于车轮支持力的车辆主动悬挂惯性调控方法：通过调整各车轮的支持力和控制各悬挂缸的伸缩，控制车辆在垂向所受的合力、绕通过质心的纵轴和横轴各自的合力矩等于零或接近于零，使车辆的质心沿直线或平滑的曲线运动，车辆的姿态保持基本稳定。

所述惯性调控方法包括内环控制和外环控制，其中内环控制用于控制各车轮支持力，外

环控制用于控制所有悬挂缸行程的平均值，内环控制与外环控制相互独立，无耦合关系。

所述的内环控制是由动力学求出车辆以惯性测量单元测得的6维加速度、俯仰角和侧倾角行驶在一个虚拟斜坡平面上时各个车轮应当承受的理论支持力 W_i ，作为车轮支持力控制的目标值，并与实测的各车轮支持力 W_i^C 相比较，将二者的差值 $\Delta W_i = W_i - W_i^C$ 作为调节量输入伺服控制器对悬挂缸进行伸缩控制，使各车轮的支持力按理论支持力 W_i 变化。其中 $i=1, 2, \dots, m$ ， m 为车轮数。

所述外环控制是根据测得各悬挂缸行程求出所有悬挂缸的行程平均值，并将其与悬挂缸行程的中位值相比较，并以二者的差值作为目标位移量，控制各悬挂缸进行相同位移量的伸缩，使所有悬挂缸行程的平均值趋于中位值。

进一步地，内环控制和外环控制最终都是通过控制悬挂缸的位移量来实现，内环控制的悬挂缸位移量和外环控制的悬挂缸位移量在各悬挂缸的伺服控制器的输入端叠加在一起。

本发明的第二方面，提供一种基于前述车轮支持力的车辆主动悬挂惯性控制方法的悬挂控制系统，如图1所示，包括车体1， m 个车轮2-1、2-2、...、2- m ，惯性测量单元3，与车轮相对应的悬挂缸4-1、4-2、...、4- m 及其位移传感器5-1、5-2、...、5- m 和支撑力传感器6-1、6-2、...、6- m ，伺服控制器7-1、7-2、...、7- m ，电控单元8等。其中，位移传感器5-1、5-2、...、5- m 和支撑力传感器6-1、6-2、...、6- m 分别安装于悬挂缸4-1、4-2、...、4- m 上，用于测量悬挂缸各自的行程和支撑力。所述电控单元8分别与惯性测量单元3、悬挂缸的位移传感器5-1、5-2、...、5- m 和支撑力传感器6-1、6-2、...、6- m 以及伺服控制器7-1、7-2、...、7- m 通讯连接。伺服控制器7-1、7-2、...、7- m 分别与悬挂缸4-1、4-2、...、4- m 相连接，用于驱动悬挂缸。

进一步地，支撑力传感器安装在悬挂缸与车体相连的位置；或者在悬挂油缸/气缸的有杆腔回路上和无杆腔回路上分别安装一个支撑力传感器。

在另一个实施方式中，本发明还提出了一种基于车轮支持力的车辆主动悬挂惯性调控方法，其特征在于，所述控制方法包括用于控制各车轮垂向支持力的内环控制和用于控制各悬挂油缸行程平均值的外环控制；

所述内环控制包括根据测出各悬挂油缸各自的垂向支撑力，计算得出各车轮的实际垂向支持力 W_i^C ；根据测得的车辆坐标系的6维加速度和车身的俯仰角和侧倾角，求出车辆在虚拟斜坡平面行驶时，各车轮应当承受的理论垂向支持力 W_i ，将车轮的理论垂向支持力 W_i 作为实际垂向支持力 W_i^C 的控制目标值；计算理论垂向支持力和实际垂向支持力二者的差值后得到调节量 $\Delta W_i = W_i - W_i^C$ ，作为悬挂油缸的伸缩调节量输入到伺服控制器，从而驱动悬挂油缸伸长或缩进；

所述外环控制是根据测得各悬挂油缸行程求出所述悬挂油缸的行程平均值，并将此平均值与各悬挂油缸的中位行程进行比较，以悬挂油缸的中位行程与行程平均值的差值作为每个悬挂油缸统一伸缩的目标值，使各悬挂油缸进行相同位移量的伸长或缩短，并使悬挂油缸行程平均值等于悬挂油缸的中位行程。

通过调整各车轮的垂向支持力和控制各悬挂油缸的伸缩,使车辆在包括驱动力、行驶阻力、侧向力、重力和惯性力以及车轮垂向支持力在内的各种力作用下,在垂向所受的合力、绕通过质心的纵轴和横轴各自的合力矩等于零或接近于零,以使车辆的质心沿直线或平滑的曲线运动,车辆的姿态保持基本稳定。

进一步地,在各车轮的理论垂向支持力的确定过程中,如图3所示建立固定坐标系OXYZ和车辆坐标系oxyz,固定坐标系OXYZ的X轴正向为车辆横向的方向,Y轴正向为车辆纵向向前的方向,Z轴正向为车辆垂向向上的方向,固定坐标系OXYZ与虚拟斜坡平面固连;车辆坐标系oxyz与车辆固连,与固定坐标系OXYZ在初始位置时重合。设车辆坐标系在固定坐标系中的定位坐标分别为 x 、 y 、 z 、 α 、 β 、 γ ;设车辆质量为 M ,车辆质心在车辆坐标系oxyz中坐标为 $W(x_w, y_w, z_w)$,编号为 i 的悬挂上支撑点 O_i 在车辆坐标系中的 x 、 y 坐标分别为 b_i 、 L_i ;设车辆对坐标系的 x 、 y 、 z 轴的惯性矩为 J_{XX} 、 J_{YY} 、 J_{ZZ} ,对 x/y 、 y/z 、 x/z 轴的惯性积为 J_{XY} 、 J_{YZ} 、 J_{XZ} 。设车辆坐标系在虚拟斜坡平面内的6维加速度分别为 $\ddot{x}$ 、 $\ddot{y}$ 、 $\ddot{z}$ 、 $\ddot{\alpha}$ 、 $\ddot{\beta}$ 、 $\ddot{\gamma}$,测得的车身姿态角为 α 、 β 。

进一步地,为了反映坡度对车轮实际垂向支持力的影响,设坡度角 λ 为虚拟斜坡平面的法线与铅垂线的夹角,车辆行驶方位角 φ 是虚拟斜坡梯度下降方向相对车辆坐标系 x 轴的夹角。由 α 、 β 计算坡度角 λ 和车辆行驶方位角 φ 的公式如下:

$$\lambda = \tan^{-1} \sqrt{T_X^2 + T_Y^2} \quad (1)$$

$$\varphi = \begin{cases} -\tan^{-1} \frac{T_X}{T_Y}, \beta > 0 \\ -\frac{\pi}{2} \operatorname{sgn} \alpha, \beta = 0 \\ \pi - \tan^{-1} \frac{T_X}{T_Y}, \beta < 0 \end{cases} \quad (2)$$

式中, $T_X = \tan \alpha$, $T_Y = \tan \beta / \cos \alpha$ 。

进一步地,为求解各车轮的理论垂向支持力,设车轮 i 在虚拟斜坡平面接地点处所受的驱动力为 P_i 、行驶阻力为 F_i 、侧向力为 S_i 、车轮垂向支持力为 W_i ,通过建立动力学方程并求解,可获得车轮的理论垂向支持力 W_i 为:

$$W_i = \{1 \quad L_i \quad -b_i\} [H]^{-1} \{A\} \quad (3)$$

其中:

$$[H] = \begin{bmatrix} 6 & \sum_{i=1}^6 L_i & -\sum_{i=1}^6 b_i \\ \sum_{i=1}^6 L_i & \sum_{i=1}^6 L_i^2 & -\sum_{i=1}^6 L_i b_i \\ -\sum_{i=1}^6 b_i & -\sum_{i=1}^6 L_i b_i & \sum_{i=1}^6 b_i^2 \end{bmatrix}$$

$$\{A\} = \begin{Bmatrix} -Mg \cos \lambda - M\ddot{z} - My_w \ddot{\alpha} + Mx_w \ddot{\beta} \\ -Mg(z_w \sin \lambda \sin \varphi + y_w \cos \lambda) + Mz_w \ddot{y} - My_w \ddot{z} - [J_{xx} + M(y_w^2 + z_w^2)] \ddot{\alpha} + (My_w x_w + J_{xy}) \ddot{\beta} + (Mx_w z_w + J_{xz}) \ddot{\gamma} \\ Mg(z_w \sin \lambda \cos \varphi + x_w \cos \lambda) - Mz_w \ddot{x} + Mx_w \ddot{z} + (J_{xy} + Mx_w y_w) \ddot{\alpha} - [J_{yy} + M(x_w^2 + z_w^2)] \ddot{\beta} + (J_{yz} + My_w z_w) \ddot{\gamma} \end{Bmatrix}$$

各式中 $i=1, 2, 3, \dots, m$ 。

进一步地, 根据前述的基于车轮支持力的车辆主动悬挂惯性调控方法, 内环控制与外环控制相互独立且无耦合关系, 控制支撑力的内环控制和外环控制都是通过控制悬挂油缸的行程位移来实现, 内环控制的悬挂油缸的位移量和外环控制的悬挂油缸的位移量在各悬挂油缸的伺服控制器的输入端叠加在一起。

本发明还提出了一种基于车轮支持力的车辆主动悬挂惯性调控方法的控制系统, 包括车体、惯性测量单元、电控单元、车轮、与车轮相对应的悬挂油缸、与悬挂油缸对应的位移传感器和支撑力传感器及伺服控制器; 惯性测量单元、电控单元以及伺服控制器固定于车体上, 车轮通过悬挂油缸连接于车体上, 位移传感器和支撑力传感器连接在悬挂油缸上、用于测量悬挂油缸的行程和支撑力; 电控单元分别与惯性测量单元、悬挂油缸的位移传感器和支撑力传感器以及伺服控制器通讯连接; 各伺服控制器分别与相应悬挂油缸相连接, 用于驱动悬挂油缸。

进一步的, 支撑力传感器安装在悬挂油缸与车体相连的位置, 或者在悬挂油缸的有杆腔油路上和无杆腔油路上分别安装一个支撑力传感器。

本发明提出的上述基于车轮支持力的惯性调控主动悬挂控制方法和悬挂控制系统, 与现有主动悬挂技术相比具有如下优势:

(1) 较好地实现了行驶平顺性控制和操纵稳定性控制的协调和统一。本发明通过调整各车轮的支持力和控制各悬挂缸的伸缩, 控制车辆在垂向所受的合力、绕通过质心纵轴和横轴各自的合力矩等于零或接近于零, 使车辆的质心沿直线或平滑的曲线运动, 车辆的姿态保持基本稳定。

(2) 使车辆在不平路面行驶时消耗更低的能量。因车辆行驶时质心的升降与颠簸、姿态的摇摆都会消耗大量的能量, 与已有的主动悬挂控制方法相比, 本发明可使车辆在不平路面行驶时质心的轨迹更加平滑, 姿态摇摆的幅度显著减小, 所以可有效降低车辆行驶所消耗的能量。

应用实践表明, 基于本发明提供的主动悬挂系统, 可有效抑制地面凹凸不平、地质软硬变化、加速/制动和转向对车辆平稳行驶带来的扰动, 显著提高车辆在复杂路面工况行驶的平顺性和操纵稳定性。

附图说明

图1为本发明基于车轮支持力的惯性调控主动悬挂控制系统的结构原理图;

图2为本发明基于车轮支持力的三轴车辆惯性调控主动悬挂控制系统结构原理图;

图3为本发明三轴被动悬挂车辆在斜坡平面上行驶的动力学模型示意图;

图4为本发明第一种实施例中主/被动模式共用悬挂油缸的结构示意图;

图5为本发明第一种实施例中试验车辆举臂行走模式示意图;

图 6 为本发明第一种实施例中试验车辆落臂行走模式示意图；

图 7 为本发明第一种实施例中用作路面障碍的三角凸块的结构示意图；

图 8 为本发明第一种实施例中单边连续越过障碍工况的三角形凸块布置图；

图 9 为本发明第一种实施例中双边连续越过障碍工况的三角形凸块布置图；

图 10 为本发明第一种实施例中双边交错越过障碍工况的三角形凸块布置图；

图 11 为本发明第二种实施例中主动悬挂油缸的结构示意图。

具体实施方式

本发明的学术思想是根据车辆动力学原理提出的，车辆之所以能够在高速路上以高于 120km/h 的速度行驶，主要是因为路面非常平坦，受地平面的约束，车辆的质心只能沿一条直线或平滑的曲线运动，且保持姿态稳定。

根据牛顿第一定律，为了使车辆在不平路面上行驶时的质心也能够沿一条直线或平滑的曲线运动且保持姿态稳定，那么就需要获得与车辆在平坦路面行驶相同的受力，至少要保证车辆沿垂向的合力和绕过质心纵轴和横轴各自的合力矩为零或接近于零。基于此，本发明提出了基于车轮支持力的主动悬挂惯性调控的原理是：通过控制各车轮的支持力，使得车辆在包括各车轮的支持力、驱动力、行驶阻力、侧向力，以及重力和惯性力在内的各力作用下，在垂向的合力和绕过质心的纵轴和横轴各自的合力矩等于零或接近于零。

为了找到满足前述要求的各个车轮的支持力控制目标值，本发明提出了一种思路，即设计一个虚拟的斜坡平面，车辆行驶于此虚拟斜坡平面时的俯仰角、侧倾角和质心处的 6 维加速度与车辆在不平路面行驶时测得的数值相等，因受斜坡平面的约束，车辆在其上行驶时质心会沿一条直线或平滑的曲线运动并保持姿态的基本稳定，这意味着车辆于虚拟斜坡平面上行驶时在垂向所受的合力和绕过质心的纵轴和横轴各自的合力矩等于零或接近于零。所以车辆在虚拟斜坡平面行驶时各车轮所受的支持力适合作为车辆在不平路面行驶时的各车轮支持力的控制目标值。

实践证明上述学术思想是正确的，但实际应用时却存在一个问题，即对悬挂的控制仅是对车轮支持力的控制，没有对悬挂的行程进行控制，所以随着时间的推移，部分或全部悬挂缸的行程有可能达到极限行程，这会使车辆的乘坐舒适性和行驶平顺性严重恶化。

因为在控制过程中每个扫描周期内悬挂缸的位移量远小于车辆质心高度，所以在同一扫描周期内各悬挂缸按相同的位移量进行伸缩时，可认为不会对车辆的各种受力包括车轮支持力产生影响。如果能够通过各悬挂统一伸缩相同位移量的方式将其平均行程始终控制在悬挂行程的中位值，那么既可以最大限度地消除因油缸行程达到极限行程而造成的乘坐舒适性和行驶平顺性的恶化，还可以提升车辆对未来路面不平的适应性。所以本发明在上述车轮支持力控制之外又增加了对悬挂平均行程的控制。前者称为内环控制，后者称为外环控制，二者相互独立、没有耦合关系。

下面以三轴（6 轮）车辆为例，参考附图详细说明本发明的示例性实施例、特征和方法。其它具有 3 个及以上车轮的车辆可依据与此例相同的方法来构建。

（一）主动悬挂控制系统的硬件构成

基于车轮支持力的三轴（六轮）车辆惯性调控主动悬挂控制系统如图 2 所示，它采用液

压伺服驱动的形式。系统包括车体 1 以及 6 个车轮 2-1、2-2、...、2-6，惯性测量单元 3，与车轮相对应的悬挂油缸 4-1、4-2、...、4-6 及其对应的位移传感器 5-1、5-2、...、5-6 和支撑力传感器 6-1、6-2、...、6-6，伺服控制器 7-1、7-2、...、7-6，电控单元 8 等。其中，位移传感器 5-1、5-2、...、5-6 和支撑力传感器 6-1、6-2、...、6-6 安装于悬挂油缸 4-1、4-2、...、4-6 上，分别用于测量各悬挂缸的行程和支撑力。所述电控单元 8 分别与惯性测量单元 3、悬挂油缸的位移传感器 5-1、5-2、...、5-6 和支撑力传感器 6-1、6-2、...、6-6 以及伺服控制器 7-1、7-2、...、7-6 相连接。伺服控制器 7-1、7-2、...、7-6 分别与悬挂油缸 4-1、4-2、...、4-6 相连接，用于驱动悬挂油缸。

(二) 车辆在虚拟斜坡平面上行驶的各轮支持力求解方法

1、三轴被动悬挂车辆的动力学建模

图 3 所示，将车辆看作刚体，设车辆质量为 M ，车辆的所有悬挂均为独立悬挂，且所有悬挂的结构尺寸和性能相同。将悬挂系统的硬件结构简化为阻尼器、弹簧的并联；弹簧为线性弹簧，弹簧刚度为 K_z ；阻尼器的阻尼为粘性阻尼，阻尼系数为 C_z 。因悬挂系统的侧向与切向弹性及阻尼对车辆动力学特性的影响较小，这里忽略悬挂在侧向与切向的弹性与阻尼。建立右手坐标系 $OXYZ$ ，取 X 轴正向为车辆横向向右的方向， Y 轴正向为车辆纵向向前的方向， Z 轴正向为车辆垂向向上的方向。该坐标系与斜坡平面固连，为固定坐标系。为确定三轴车辆在固定坐标系中的位置，再引入车辆坐标系 $oxyz$ ，车辆坐标系与固定坐标系在初始位置是重合的，它在固定坐标系中的定位坐标分别为 x 、 y 、 z 、 α 、 β 、 γ 。

设车辆质心在车辆坐标系 $oxyz$ 中坐标为 $W(x_w, y_w, z_w)$ ，设编号为 i 的悬挂上支撑点 O_i 在 $oxyz$ 坐标系的 x 、 y 坐标分别为 b_i 、 L_i ， $i=1, 2, \dots, 6$ 。设车辆对 x 、 y 、 z 轴的惯性矩为 J_{xx} 、 J_{yy} 、 J_{zz} ，对 x/y 、 y/z 、 x/z 轴的惯性积为 J_{xy} 、 J_{yz} 、 J_{xz} 。设由惯性测量单元 3 测得的车辆坐标系相对固定坐标系的 6 维加速度分别为 $\ddot{x}$ 、 $\ddot{y}$ 、 $\ddot{z}$ 、 $\ddot{\alpha}$ 、 $\ddot{\beta}$ 、 $\ddot{\gamma}$ ，测得的车身姿态角分别为 α 、 β 。为了准确反映坡度对车轮支持力的影响，再引入坡度角和车辆行驶方位角的概念：坡度角是斜坡平面与水平面的夹角，以 λ 表示；方位角是斜坡梯度下降方向相对车辆坐标系 x 轴的夹角，以 φ 表示。

由 α 、 β 计算 λ 、 φ 的转换式如下：

$$\lambda = \tan^{-1} \sqrt{T_x^2 + T_y^2} \quad (1)$$

$$\varphi = \begin{cases} -\tan^{-1} \frac{T_x}{T_y}, \beta > 0 \\ -\frac{\pi}{2} \operatorname{sgn} \alpha, \beta = 0 \\ \pi - \tan^{-1} \frac{T_x}{T_y}, \beta < 0 \end{cases} \quad (2)$$

式中， $T_x = \tan \alpha$ ， $T_y = \tan \beta / \cos \alpha$ 。

2、各车轮支持力的控制目标值求解

在图 3 中，设编号为 i 的车轮在斜坡平面接地点处所受的驱动力、行驶阻力、侧向力、支持力分别为 P_i 、 F_i 、 S_i 、 W_i ， $i=1, 2, \dots, 6$ 。通过建立动力学方程并求解可以得出：

$$W_i = \{1 \quad L_i \quad -b_i\} [H]^{-1} \{A\}, \quad i=1, 2, \dots, 6 \quad (3)$$

其中:

$$[H] = \begin{bmatrix} 6 & \sum_{i=1}^6 L_i & -\sum_{i=1}^6 b_i \\ \sum_{i=1}^6 L_i & \sum_{i=1}^6 L_i^2 & -\sum_{i=1}^6 L_i b_i \\ -\sum_{i=1}^6 b_i & -\sum_{i=1}^6 L_i b_i & \sum_{i=1}^6 b_i^2 \end{bmatrix}$$

$$\{A\} = \begin{cases} -Mg \cos \lambda - M\ddot{z} - M y_w \ddot{\alpha} + M x_w \ddot{\beta} \\ -Mg(z_w \sin \lambda \sin \varphi + y_w \cos \lambda) + M z_w \ddot{y} - M y_w \ddot{z} - [J_{xx} + M(y_w^2 + z_w^2)] \ddot{\alpha} + (M y_w x_w + J_{xy}) \ddot{\beta} + (M x_w z_w + J_{xz}) \ddot{\gamma} \\ Mg(z_w \sin \lambda \cos \varphi + x_w \cos \lambda) - M z_w \ddot{x} + M x_w \ddot{z} + (J_{xy} + M x_w y_w) \ddot{\alpha} - [J_{yy} + M(x_w^2 + z_w^2)] \ddot{\beta} + (J_{yz} + M y_w z_w) \ddot{\gamma} \end{cases}$$

从中可以看出, W_i 是车辆的 6 维加速度和姿态角的函数, 并与车辆在坐标系 $oxyz$ 中的惯量特性、各悬挂的上支撑点在 $oxyz$ 坐标系中的位置坐标有关, 与悬挂的刚度、阻尼无关。

(三) 悬挂系统的惯性调控方法

基于车轮支持力的三轴车辆主动悬挂惯性调控方法分为内环控制与外环控制两部分。

1、内环控制

先根据悬挂油缸上安装的支撑力传感器 6-1、6-2、...、6-6 测出各车轮 2-1、2-2、...、2-6 的实际支持力 W_i^C , $i=1, 2, \dots, 6$; 再将惯性测量单元 3 测得的车辆坐标系的 6 维加速度 $\ddot{x}$ 、 $\ddot{y}$ 、 $\ddot{z}$ 、 $\ddot{\alpha}$ 、 $\ddot{\beta}$ 、 $\ddot{\gamma}$ 和车身姿态角 α 、 β , 代入表达式(1)、(2)、(3) 求出车辆在相应虚拟斜坡平面行驶时各车轮应当承受的理论支持力 W_i , $i=1, 2, \dots, 6$ 。以此理论支持力 W_i 作为车轮的实际支持力 W_i^C 的控制目标值, 将二者求差值后得调节量 $\Delta W_i = W_i - W_i^C$, 经过 PID 调节后获得相应的悬挂油缸位移量, 输入伺服控制器 7-1、7-2、...、7-6, 驱动悬挂油缸 4-1、4-2、...、4-6 伸长或缩进, 通过此种控制使各车轮实际支持力 W_i^C 跟随支持力控制目标值 W_i 变化。

2、外环控制

由悬挂油缸上安装的位移传感器 5-1、5-2、...、5-6, 测得各悬挂油缸的行程 w_i , 然后求出 6 个悬挂油缸行程的平均值 $\bar{w} = \frac{1}{6} \sum_{i=1}^6 w_i$, 其中 $i=1, 2, \dots, 6$ 。以悬挂油缸行程的中位值 $\frac{S_0}{2}$ 与前述悬挂油缸行程平均值之差 $\delta = \frac{S_0}{2} - \bar{w}$ 作为每个悬挂油缸统一伸缩的位移量目标值来控制每个悬挂油缸的行程, 使各悬挂油缸进行相同位移量 δ 的伸长或缩短, 使所有悬挂油缸行程的平均值趋近于悬挂油缸行程的中位值 $\frac{S_0}{2}$, 其中 S_0 为悬挂油缸的最大行程。

前述内环控制与外环控制相互独立, 没有耦合关系。其中的内环控制虽然是对各车轮支持力的控制, 但最终也是通过控制悬挂缸的位移量来实现的, 所以内环控制量和外环控制量

都是位移量，可以叠加在一起，如图 1 所示，叠加点选在各悬挂油缸伺服控制器的输入端。

（四）本发明具体实施例的有益效果

下面结合附图 4-10 对本发明第一种实施例中主/被动模式共用悬挂油缸的方案进行描述。本发明已经经过应急救援车辆实际应用试验，并取得了好的使用效果。

1、应用的基本情况

应用本发明的车辆是某云梯高喷消防车，该车在采用本发明之前使用的是油气悬挂系统，此类车辆世界上全行业内均没有应用主动悬挂系统，而油气悬挂系统是目前此类车辆全行业应用的最先进悬挂系统。采用本发明之后，在原有油气悬挂系统的基础上增加了主动悬挂系统，形成了目前的主/被动悬挂可切换工作模式。其中的主动悬挂系统按照本发明的原理方法构建，由液压伺服驱动，采用基于车轮支持力的惯性调控主动悬挂技术。主/被动悬挂工作模式可以通过司机室前面板的开关切换。

应用车辆的基本参数如表 1 所示。

表 1 应用车辆基本参数表

车辆类型	云梯高喷消防车
整车质量 kg	29898
发动机型号	MC13.48-50
轴荷 kg	11115/9359/9424
轮胎规格	445/95R25
悬挂型式	具有主/被动模式切换功能的专用悬挂

该型车辆悬挂系统的主/被动模式共用悬挂油缸，如图 4 所示。图 4 是车辆第 1 个车轮悬挂油缸的功能与结构示意图，其它车轮悬挂油缸与其完全相同。图中，悬挂油缸 4-1 安装于车体 1 与车轮 2-1 之间，由伺服放大器 7-1-1 和伺服阀 7-1-2 构成的伺服控制器 7-1 驱动；在悬挂油缸 4-1 的活塞杆内安装有磁致伸缩传感器 5-1；为了测出车轮支持力，在悬挂油缸的无杆腔相连油路 A 与有杆腔相连油路 B 中各安装一个压力传感器 6-1-1、6-1-2，根据二者测得的油路压力和悬挂油缸的有杆腔、无杆腔面积可计算出悬挂油缸的支撑力，在此基础上再根据悬挂连杆机构具体的力传递关系可计算出各车轮实际支持力。

2、测试方案确定

试验项目主要是比较两种悬挂模式下行驶平顺性和操纵稳定性，具体测试项目如下。

（1）行驶平顺性测试

车辆分别在主动悬挂模式和被动悬挂模式下进行行驶平顺性测试，计算各自的综合总加权加速度均方根值并进行对比；同时对车辆在越过障碍时的车身姿态角进行测试并进行对比。测试时车辆处于图 5 所示的举臂行走模式。通过在普通水泥路面上设置三角凸块障碍的方式实现路面对轮胎激励。三角形凸块障碍如图 7 所示。

试验分为车轮单边连续越过三角凸块障碍、双边连续越过三角凸块障碍和双边交错越过

三角凸块障碍三种工况，各工况三角凸块布置方式分别如图 8、9、10 所示。

(2) 操纵稳定性稳态回转测试

车辆分别在主动悬挂模式和被动悬挂模式下进行操纵稳定性稳态回转测试，计算相应的车身侧倾度并进行对比。测试时车辆处于图 6 所示的落臂行走模式。之所以没有采用举臂行走模式做测试，是因为油气悬挂模式下以较高车速转向可能导致车辆倾翻。

(3) 操纵稳定性紧急制动测试

车辆分别在主动悬挂和被动油气悬挂两种模式下，以 5km/h 的车速直线行驶的过程中进行紧急制动试验，测试其车身俯仰角并进行对比。测试时车辆处于图 5 所示的举臂行走模式。

3、测试结果

按照前述测试方案进行了测试，测试结果与测试结论如下。

(1) 测试结果，见表 2、表 3 和表 4。

(2) 测试结论

使用本发明的主动悬挂与原油气悬挂相比，典型行驶工况行驶平顺性和操纵稳定性均有了显著的提高。

①行驶平顺性测试，越过三角障碍时，主动悬挂与被动油气悬挂相比加速度均方根值降低 32.4%；单边车轮越过三角障碍时的平均车身侧倾角降低 34.5%，双边车轮越过三角障碍时的平均车身俯仰角降低 25.7%。

②操纵稳定性稳态回转测试，主动悬挂与被动油气悬挂相比车身侧倾度左转时降低 40.8%，右转时降低 51.2%。

③操纵稳定性紧急制动测试，主动悬挂与被动油气悬挂相比车身俯仰角峰值降低 64.6%。

表 2 行驶平顺性测试结果

试验项目	试验工况	综合总加权加速度均方根值（m/s ² ）				平均车身姿态角（°）		
		测试位置	被动模式	主动模式	性能提高	被动模式	主动模式	性能提高
行驶平顺性测试	单边车轮连续越过三角障碍	座椅坐垫上方	0.61	0.41	32.4%	2.38	1.56	34.5%
		靠背						
		脚部地板						
	双边车轮连续越过三角障碍	座椅坐垫上方	1.05	0.72	31.7%	2.34	1.74	25.7%
		靠背						
		脚部地板						
	双边车轮交错越过三角障碍	座椅坐垫上方	0.52	0.43	17.8%	2.57	1.74	32.3%
		靠背						
		脚部地板						
备注	①消防车举臂行走模式，车速为3km/h。②平均车身姿态角：单边车轮连续越过三角障碍测试车身侧倾角；双边车轮连续越过三角障碍测试车身俯仰角；双边车轮交错越过三角障碍测试车身侧倾角。							

表 3 操纵稳定性稳态回转测试结果

试验项目	车身侧倾度[$(^{\circ})/(\text{m/s}^2)$]			性能提高
	方向	被动模式	主动模式	
操纵稳定性稳态回转测试 (离心加速度=2 m/s^2)	左转	0.76	0.45	40.8%
	右转	0.82	0.40	51.2%

表 4 操纵稳定性紧急制动测试结果

试验项目	车身俯仰角峰值 ($^{\circ}$)			性能提高
	方向	被动模式	主动模式	
操纵稳定性紧急制动测试 (5 km/h 时开始制动)	直线	0.975	0.345	64.6%

上面测试得到的使用效果是基于图 4 所示本发明第一种实施例的悬挂油缸功能与结构获得的，它是通过测量悬挂油缸两腔压力来计算车轮支持力，优点是不改变原油气悬挂油缸的结构形式和尺寸。需要注意的是，因油缸存在摩擦力而使计算得到的车轮支持力会存在一定的误差。

在一种可替换的方案中，即在如图11所示本发明第二种实施例中，在悬挂油缸与车体相连的一端安装1个拉压传感器6-1来测算车轮的支持力，经过试验车轮的支持力测量精度可以达到1%以下。采用图11的悬挂油缸，能够克服因油缸存在的摩擦力而使第一种实施例中计算得到的车轮支持力存在一定误差的问题，可以使悬挂控制性能得到进一步提高。值得注意的是，在本发明第二种实施例中，要改变悬挂油缸的结构甚至悬挂油缸上支撑点的支撑位置，并需要一定的安装空间。

在本说明书的描述中，参考术语“一个实施例”、“一些实施例”、“示例”、“具体示例”、或“一些示例”等的描述意指结合该实施例或示例描述的具体特征、结构、材料或者特点包含于本发明的至少一个实施例或示例中。在本说明书中，对上述术语的示意性表述不一定指的是相同的实施例或示例。而且，描述的具体特征、结构、材料或者特点可以在任何的一个或多个实施例或示例中以合适的方式结合。

以上，对本发明的实施方式进行了说明。但是，本发明不限于上述实施方式。凡在本发明的精神和原则之内，所做的任何修改、等同替换、改进等，均应包含在本发明的保护范围之内。

权 利 要 求 书

1、一种基于车轮支持力的车辆主动悬挂惯性调控方法，其特征在于，通过调整各车轮的支持力和控制各悬挂缸的伸缩，控制车辆在垂向所受的合力、绕通过质心的纵轴和横轴各自的合力矩等于零或接近于零，使车辆的质心沿直线或平滑的曲线运动，车辆的姿态保持基本稳定。

2、根据权利要求1所述的基于车轮支持力的车辆主动悬挂惯性调控方法，其特征在于，所述主动悬挂的惯性调控方法包括内环控制和外环控制，其中内环控制用于控制各车轮支持力，外环控制用于控制所有悬挂缸行程的平均值，内环控制与外环控制相互独立、无耦合关系。

3、根据权利要求2所述的基于车轮支持力的车辆主动悬挂惯性调控方法，其特征在于，所述的內环控制是由动力学求出车辆以惯性测量单元测得的6维加速度、俯仰角和侧倾角行驶在一个虚拟斜坡平面上时各个车轮应当承受的理论支持力 W_i ，作为车轮支持力的控制目标值，并与实测的各车轮支持力 W_i^C 相比较，将二者的差值 $\Delta W_i = W_i - W_i^C$ 作为调节量输入伺服控制器对悬挂缸进行伸缩控制，使各车轮的支持力按理论支持力 W_i 变化，其中 $i=1、2、\dots、m$ ， m 为车轮数。

4、根据权利要求2所述的基于车轮支持力的车辆主动悬挂惯性调控方法，其特征在于，所述外环控制是根据测得的各悬挂缸行程求出所有悬挂缸的行程平均值，并将其与悬挂缸行程的中位值相比较，并以二者的差值作为目标位移量，控制各悬挂缸进行相同位移量的伸缩，使所有悬挂缸行程的平均值趋于中位值。

5、根据权利要求2所述的基于车轮支持力的车辆主动悬挂惯性调控方法，其特征在于，内环控制和外环控制最终都是通过控制悬挂缸的位移量来实现，内环控制的悬挂缸位移量和外环控制的悬挂缸位移量在各悬挂缸的伺服控制器的输入端叠加在一起。

6、一种应用权利要求1-5任一项所述的基于车轮支持力的车辆主动悬挂惯性调控方法的控制系统，其特征在于：包括车体1， m 个车轮2-1、2-2、 $\dots$ 、2- m ，惯性测量单元3，与车轮相对应的悬挂缸4-1、4-2、 $\dots$ 、4- m 及其位移传感器5-1、5-2、 $\dots$ 、5- m 和支撑力传感器6-1、6-2、 $\dots$ 、6- m ，伺服控制器7-1、7-2、 $\dots$ 、7- m ，电控单元8；其中，位移传感器5-1、5-2、 $\dots$ 、5- m 和支撑力传感器6-1、6-2、 $\dots$ 、6- m 分别安装于悬挂缸4-1、4-2、 $\dots$ 、4- m 上，用于测量悬挂缸各自的行程和支撑力；所述电控单元8分别与惯性测量单元3、悬挂缸的位移传感器5-1、5-2、 $\dots$ 、5- m 和支撑力传感器6-1、6-2、 $\dots$ 、6- m 以及伺服控制器7-1、7-2、 $\dots$ 、7- m 通讯连接；伺服控制器7-1、7-2、 $\dots$ 、7- m 分别与悬挂缸4-1、4-2、 $\dots$ 、4- m 相连接，用于驱动悬挂缸。

7、根据权利要求6所述的基于车轮支持力的车辆主动悬挂惯性调控方法的控制系统，其特征在于：支撑力传感器安装在悬挂缸与车体相连的位置；或者在悬挂油缸/气缸的有杆腔回路上和无杆腔回路上分别安装一个支撑力传感器。