

一种液压主动悬挂流量控制系统

技术领域

本发明属于汽车控制技术领域，具体涉及一种液压主动悬挂流量控制系统。

背景技术

悬挂系统是车辆底盘的重要组成部分，其性能决定着车辆的操纵稳定性及行驶平顺性。主动悬挂具有优异的主动调节功能，能够最大限度减小路面对车体的冲击。其中，液压主动悬挂因其较强的承载能力及灵活的调节方式受到厂商的青睐。液压悬挂系统的输出部件为液压油缸，系统能够根据路面的情况自动调整悬挂液压油缸的伸缩量。每个轮胎对应设置悬挂油缸，以调控轮胎接地特性及车身位姿，能够提高车辆的行驶平顺性及操纵稳定性。

主动悬挂系统运行需要能量输入。目前动力源可分为两种：电动机或发动机。如公开号为“CN108025614A”的专利文献中使用电动机为动力源。此种应用方式需经过两次能量转化，造成能源浪费。通过发动机直接带动变量泵，能够减少能量转化过程中能量损失、提高能量的利用率，有利于节能环保，但车辆行驶过程中发动机转速及悬挂油缸运动所消耗的液压油量是随车速、路况等因素变化的，发动机与悬挂系统之间工作参数无法精确匹配。

为保证悬挂系统正常工作，一般会将变量泵的排量调节为高于系统所需要的范围，在此种条件下工作，变量泵提供的油液超过蓄能器调节能力时，整个系统的压力一直处于高压状态，当系统压力超过溢流阀的溢流压力时，大量的高压油液经溢流阀流回油箱。汽车长期在此状况下工作，发动机动力储备不足，当悬挂系统消耗功率大幅波动时可能导致发动机抖动甚至熄火，悬挂系统过多地消耗发动机功率，使车辆行进动力下降，严重影响汽车行驶性能。

发明内容

本发明需要解决的技术问题是提供一种液压主动悬挂流量控制系统，使汽

车主动悬挂系统稳定和持续地运行，降低主动悬挂系统对发动机功率的消耗，合理利用发动机动力，有效防止发动机抖动和熄火问题。

为解决上述技术问题，本发明所采用的技术方案是：

一种液压主动悬挂流量控制系统，包括液压油箱、吸油口同液压油箱连通的变量泵以及依次连接在变量泵出油口的单向阀、伺服阀和由伺服阀控制的悬挂油缸；变量泵通过离合器与发动机连接；伺服阀与单向阀之间连通设置蓄能器；还包括用于检测发动机转速的发动机转速传感器、用于检测车速的车速传感器、用于检测蓄能器出口压力的油压传感器以及通过接收发动机转速传感器、车速传感器和油压传感器的数据并控制变量泵排量的流量控制器；变量泵的出油口还设置与单向阀并联连通的溢流阀。

本发明技术方案的进一步改进在于：所述单向阀的出口处并联连接蓄能器及伺服阀的P口；伺服阀的A口和B口分别与悬挂油缸的无杆腔和有杆腔连接；伺服阀的T口和溢流阀的出油口接入液压油箱；油压传感器设置于蓄能器的出口处；所述流量控制器的输出端与变量泵的控制端相连接，用以控制变量泵排量。

本发明技术方案的进一步改进在于：流量控制器根据蓄能器出口压力、车速、发动机转速实现对主动悬挂液压系统的闭环控制，方法如下：

首先，根据蓄能器出口压力值的变化，计算变量泵排量调整量一：

$$\Delta v_1 = k_1(p_0 - p_1);$$

其中， p_0 为预先设定的门槛压力值， p_1 为蓄能器出口压力值， k_1 为比例系数；

其次，根据实时检测的车速及发动机转速，计算变量泵排量调整量二，方法如下：

1) 计算当前时刻之前 t_0 秒内变量泵所提供的平均流量及平均车速：

$$q_{average} = \frac{1}{t_0} \sum_{t=t_0}^t v_t n_t t_c ;$$

$$u_{average} = \frac{1}{t_0} \sum_{t=t_0}^t u_t t_c ;$$

其中 $q_{average}$ 为 t_0 秒内变量泵所提供的平均流量, $u_{average}$ 为 t_0 秒内车辆的平均车速, v_t 、 n_t 、 u_t 分别为 t 时刻变量泵的瞬时排量、发动机的瞬时转速及瞬时车速, t_c 为采样时间;

2) 根据变量泵所提供的平均流量、当前车速及发动机转速计算变量泵排量调整量二:

$$\Delta v_2 = \begin{cases} \frac{k_2 q_{average} u}{u_{average}} \left(\frac{1}{n_t} - \frac{1}{n_{t-1}} \right) & u \neq 0 \\ k_2 q_{average} \left(\frac{1}{n_t} - \frac{1}{n_{t-1}} \right) & u = 0 \end{cases} ;$$

其中 n_t 、 n_{t-1} 分别为当前时刻与上一时刻的发动机转速; k_2 为比例系数, u 为当前车速;

最后, 总排量调整量由调整量一和调整量二共同构成, 即 $\Delta v = \Delta v_1 + \Delta v_2$, 依据变量泵的特性, 得到总排量调整量 Δv 与控制电流 Δi 之间的关系 $\Delta i = k \cdot \Delta v$, 计算输出控制电流, 调整变量泵排量; 其中, k 为 Δi 与 Δv 之间的转换系数, 具体数值由变量泵的特性决定。

本发明技术方案的进一步改进在于: 所述变量泵串联设置 N 个; 总排量调整量 Δv 为所有变量泵排量调整量的总和, 由每个变量泵的额定排量对最终排量调整量进行分配, 得到单个变量泵的排量调整量, 即第 i 个变量泵的调整量:

$$\Delta v_i = \Delta v \cdot v_i / \sum_{i=1}^N v_i ;$$

其中 v_i 为第 i 个变量泵的额定排量 ($i=1,2,\dots,N$)。

本发明技术方案的进一步改进在于：所述伺服阀及其控制的悬挂油缸设置一组或者大于一组。

由于采用了上述技术方案，本发明取得的技术进步是：

1、本系统能够实现变量泵排量的自适应调整，使变量泵的工作状态随车辆驶过的路面状况而改变，车辆行驶在不同的路面时无需人工调整系统参数。

2、本系统在保证主动悬挂系统持续运行的同时减少因发动机转速及悬挂系统消耗流量快速变化所造成变量泵出口流量及压力波动，反应灵敏，系统工作更加稳定。

3、本系统实现了汽车悬挂系统与发动机的匹配，能够使主动悬挂系统更合理地利用发动机动力，有效防止发动机载荷过高导致熄火问题。

4、本系统通过计算当前时刻之前一段时间内的悬挂系统平均消耗流量来计算变量泵的排量调整量，不仅包含了悬挂运动消耗的流量还包含了液压系统泄漏流量，计算更精准，确保最终的变量泵的排量调整量准确。

附图说明

图 1 是本发明液压主动悬挂流量控制系统示意图；

图 2 是本发明液压主动悬挂流量控制原理图；

图 3 是发动机转速变化对比曲线；

图 4 是蓄能器出口压力对比曲线；

图 5 是系统消耗瞬时功率对比曲线；

图 6 是发动机输出扭矩百分比对比曲线；

图 7 是车辆加速过程中车速对比曲线。

其中，1、液压油箱，2、变量泵，3、溢流阀，4、单向阀，5、油压传感器，6、蓄能器，7、悬挂油缸，8、伺服阀，9、发动机，10、发动机转速传感器，11、车速传感器，12、离合器，13、流量控制器。

具体实施方式

下面结合本发明实施例中的附图，对本发明实施例中的技术方案进行清楚、完整地描述，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的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。

本发明基于现有技术中存在的问题，提供一种液压主动悬挂流量控制系统，如图1所示，该系统主要包括油箱1、变量泵2、伺服阀8以及悬挂油缸7。

悬挂油缸7是该系统的执行元件，悬挂油缸7的动作由伺服阀8控制，伺服阀一般选用三位四通电磁阀。图1中伺服阀8右侧电磁铁得电时，其控制的悬挂油缸7伸出，左侧电磁铁得电时悬挂油缸7缩回，两侧均不得电时悬挂油缸7成刚性锁死状态。本实施例的图1中仅给出了两组伺服阀及其控制的悬挂油缸的结构，可以根据实际情况设置一组或者大于一组的伺服阀及其控制的悬挂油缸。当设置多组伺服阀及其控制的悬挂油缸时，每组伺服阀及其控制的悬挂油缸为并联关系。

本系统的高压动力油由变量泵2来提供，其出口处设置单向阀4，防止油液倒流。单向阀4的出口与蓄能器6及伺服阀8的P口通过管路相连。蓄能器6出口设置油压传感器5。如图1所示，变量泵2的出油口依次串联连接设置单向阀4、伺服阀8和悬挂油缸7；蓄能器6位于伺服阀8和单向阀4之间，而油压传感器5位于蓄能器6和单向阀4之间。在变量泵2的出口处设置溢流阀，当系统压力超过其设定值时开启溢流，用于系统的安全保护。

本发明中的变量泵2的主轴经过离合器12与发动机9连接，由发动机9带动变量泵2工作。变量泵2可以选用电比例变量液压泵，能够便于进行排量的调节。

本系统中的检测部件包括用于检测发动机转速的发动机转速传感器10、用于检测车速的车速传感器11、用于检测蓄能器出口压力的油压传感器5。所述

发动机转速传感器 10、车速传感器 11、油压传感器 5 均与流量控制器 13 连接，分别将采集到的发动机转速、车速、蓄能器出口压力数据传送至流量控制器 13。所述流量控制器 13 的输出端与所述变量泵 2 的控制端连接。流量控制器 13 依据发动机转速、车速、蓄能器出口压力数据经计算，输出电流值改变变量泵 2 的排量。

本发明的工作过程如下：

悬挂油缸 7 运动过程中消耗系统中的高压油，当变量泵 2 提供的流量与所消耗的流量不相等时，流量差值由蓄能器 6 补充，此时蓄能器 6 的出口压力值由油压传感器 5 检测，并将其传送给流量控制器 13。流量控制器 13 根据检测到的蓄能器 6 的出口压力 p_1 与预先设定的门槛压力 p_0 的差值 $\Delta p = p_0 - p_1$ ，计算变量泵排量的调整量 $\Delta v_1 = k_1 \Delta p$ 。 Δv_1 用于调整液压泵排量，确保系统压力不低于门槛压力值。此门槛压力为系统正常运行所需要的最低压力。

同时，为降低因发动机转速或悬挂系统消耗的流量变化造成的变量泵出口流量及压力突变，流量控制器根据通过采集发动机转速及车速等参数，实时改变变量泵排量。具体方法如下：

发动机转速 n_t 及车速 u_t 分别由发动机转速传感器 10 及车速传感器 11 检测并发送到流量控制器 13，流量控制器 13 根据已存储的数据，分别计算 t_0 时间内的平均流量及平均车速

$$q_{average} = \frac{1}{t_0} \sum_{t=t_0}^t v_t n_t t_c$$

$$u_{average} = \frac{1}{t_0} \sum_{t=t_0}^t u_t t_c$$

然后进一步计算泵排量调整量二

$$\Delta v_2 = \begin{cases} \frac{k_2 q_{average} u}{u_{average}} \left(\frac{1}{n_t} - \frac{1}{n_{t-1}} \right) & u \neq 0 \\ k_2 q_{average} \left(\frac{1}{n_t} - \frac{1}{n_{t-1}} \right) & u = 0 \end{cases}$$

其中, $q_{average}$ 为悬挂系统 t_0 秒内的平均消耗流量,包括了系统泄漏流量以及悬挂油缸运动所消耗的流量; k_2 为比例系数, $u_{average}$ 为 t_0 秒内的平均车速, v_t 、为 t 时刻变量泵的瞬时排量。 $\frac{u}{u_{average}}$ 是为了使 Δv_2 能够根据当前车速变化情况进行调整。

因为, 车辆在同样的路面行驶过程中悬挂油缸运动速度随车速变化, 车速是影响悬挂系统消耗流量的重要因素, 该公式充分考虑了车速变化的情况。变量 $q_{average}$ 随着车辆在 t_0 秒内高压油液消耗情况变化, 即进一步充分考虑了车速、路面状况、系统泄漏等导致悬挂系统消耗流量变化的重要因素。使用变量 $q_{average}$ 可使本系统随着车辆行驶状态的变化, 实现自适应调整的功能。

总排量调整量由调整量一和调整量二共同构成, 即 $\Delta v = \Delta v_1 + \Delta v_2$, 依据变量泵的特性, 得到总排量调整量 Δv 与控制电流 Δi 之间的关系 $\Delta i = k \cdot \Delta v$, 计算输出控制电流 $i_t = i_{t-1} + \Delta i$, i_{t-1} 为上一时刻的控制电流, 流量控制器将此电流输出至变量泵, 改变变量泵排量, 实现流量控制。

在具体的实施中, 变量泵 2 可以串联设置 N 个, 共同进行高压油的供应。此时, 最终排量调整量 Δv 为 N 个变量泵排量调整量的总和, 并根据每个变量泵的额定排量对最终排量调整量进行分配, 得到单个变量泵的排量调整量。第 i 个变量泵的排量调整量为 $\Delta v_i = \Delta v \cdot v_i / \sum_1^N v_i$

其中 v_i 为第 i 个变量泵的额定排量($i=1,2,\dots,N$)。系统的工作原理如图 2。

该系统由发动机带动变量泵将高压油经过单向阀，分别输送至各个伺服阀。每个伺服阀控制与其相连的悬挂油缸伸出与缩回。车辆行驶过程中，因悬挂系统动作过程复杂，系统消耗油量无法精确计算，所以无法直接通过流量控制方式来控制变量泵的排量。当变量泵供应的流量与悬挂系统消耗的流量不相等时，蓄能器通过储存（或释放）油液来调节变量泵所提供过多（或过少）的高压油量，以保证系统稳定工作。因蓄能器储存的油量与出口压力相关，所以对蓄能器出口压力进行控制。此种控制方法既能保证油液压力不低于系统所需压力，又能保证蓄能器内存储一定量的高压油。由于蓄能器储油能力有限，其只能在流量小范围内波动时起到流量补偿作用，并且由于压力控制需要先检测系统压力变化，反馈控制过程中存在调整时间，当发动机工作转速变化较大时，压力反馈控制来不及反应，同样会造成系统压力波动。所以通过检测发动机工作转速、车速等参数，根据车辆的行驶状态来进行预设流量调整，适合于车辆在不同路面的实际行驶情况。

在本发明的研发过程中，发明人在装有本新型液压主动悬挂流量控制系统的车辆和装有原主动悬挂流量控制系统的车辆进行了控制效果对比试验。试验过程中，使用支腿将整车撑起，并让悬挂油缸做正弦运动，以模拟车辆在行驶过程中主动悬挂系统流量消耗情况。悬挂油缸在以 0.5Hz 的频率运动并稳定跟随控制目标时，瞬间将油门踏板踩至最大，发动机转速从 550r/min 提高到约 1400r/min 时松开油门踏板。图 3 为发动机转速变化对比曲线。图中原流量控制系统中发动机转速从 550r/min 提高到 1400r/min 所需要的时间 t_2 为 1.65 秒，而新型流量控制系统中此时间 t_1 为 0.96 秒，加速时间降低了 41.8%，表明新型流量控制系统在加速过程中发动机所承受的扭矩降低。图 4 为两种系统中蓄能器出口的压力对比曲线。图中原控制系统蓄能器出口压力从 18Mpa 上升到 22.4mpa，而新型流量控制系统中此压力可以稳定在预设的 17.8Mpa 左右。图 5 为两系统所消耗的瞬时功率对比曲线。图中原控制系统主动悬挂系统所消耗的发动机功

率随发动机转速及系统压力的变化呈逐渐上升趋势，平均功率为 22.7kw，峰值功率达到 32.8kw。而新型流量控制系统中此功率趋于平稳，平均功率为 13.2kw，峰值功率为 17.3kw，平均功率及峰值功率分别降低了 42%和 47%。图 6 为两控制系统中发动机扭矩百分比对比曲线。图中发动机扭矩百分比平均值由 48.7%下降到 29.4%，下降了 39.6%。

为了进一步验证本系统的作用效果，我们针对车辆加速性能进行了对比试验。两次试验中车辆处在相同的起始位置，起步阶段将发动机油门踏板踩至最大，采集车辆行驶速度数据，图 7 为车辆加速过程中车速对比曲线。曲线表明，在同样的加速时间下，原系统最终车速达到了 6.46km/h 而采用新型流量控制系统后的车辆最终速度达到 8.99km/h。

上述实验结果表明，新型流量控制系统能够在发动机转速及悬挂系统所消耗的流量变化时，自适应调节液压泵的排量，能很好地稳定蓄能器出口压力，同时降低系统消耗的功率，降低发动机载荷。发动机可将更多的功率提供给行驶系统，车辆的加速性能有明显提升。本系统保证了主动悬挂系统稳定和持续运行的同时可更合理地利用发动机动力。

1、一种液压主动悬挂流量控制系统，其特征在于：包括液压油箱（1）、吸油口同液压油箱（1）连通的变量泵（2）以及依次连接在变量泵（2）出油口的单向阀（4）、伺服阀（8）和由伺服阀（8）控制的悬挂油缸（7）；变量泵（2）通过离合器（12）与发动机（9）连接；伺服阀（8）与单向阀（4）之间连通设置蓄能器（6）；还包括用于检测发动机转速的发动机转速传感器（10）、用于检测车速的车速传感器（11）、用于检测蓄能器（6）出口压力的油压传感器（5）以及通过接收发动机转速传感器（10）、车速传感器（11）和油压传感器（5）的数据并控制变量泵（2）排量的流量控制器（13）；变量泵（2）的出油口还设置与单向阀（4）并联连通的溢流阀（3）；

流量控制器（13）根据蓄能器（6）出口压力、车速、发动机转速实现对主动悬挂液压系统的闭环控制，方法如下：

首先，根据蓄能器（6）出口压力值的变化，计算变量泵排量调整量一：

$$\Delta v_1 = k_1(p_0 - p_1);$$

其中， p_0 为预先设定的门槛压力值， p_1 为蓄能器出口压力值， k_1 为比例系数；

其次，根据实时检测的车速及发动机转速，计算变量泵排量调整量二，方法如下：

1) 计算当前时刻之前 t_0 秒内变量泵所提供的平均流量及平均车速：

$$q_{average} = \frac{1}{t_0} \sum_{t=t_0}^t v_t n_t t_c;$$

$$u_{average} = \frac{1}{t_0} \sum_{t=t_0}^t u_t t_c;$$

其中 $q_{average}$ 为 t_0 秒内变量泵所提供的平均流量， $u_{average}$ 为 t_0 秒内车辆的平均车速；

速, v_t 、 n_t 、 u_t 分别为 t 时刻变量泵的瞬时排量、发动机的瞬时转速及瞬时车速,
 t_c 为采样时间;

2) 根据变量泵所提供的平均流量、当前车速及发动机转速计算变量泵排量调整量二:

$$\Delta v_2 = \begin{cases} \frac{k_2 q_{average} u}{u_{average}} \left(\frac{1}{n_t} - \frac{1}{n_{t-1}} \right) & u \neq 0 \\ k_2 q_{average} \left(\frac{1}{n_t} - \frac{1}{n_{t-1}} \right) & u = 0 \end{cases};$$

其中 n_t 、 n_{t-1} 分别为当前时刻与上一时刻的发动机转速; k_2 为比例系数, u 为当前车速;

最后, 总排量调整量由调整量一和调整量二共同构成, 即 $\Delta v = \Delta v_1 + \Delta v_2$, 依据变量泵的特性, 得到总排量调整量 Δv 与控制电流 Δi 之间的关系 $\Delta i = k \cdot \Delta v$, 计算输出控制电流, 调整变量泵排量。

2、根据权利要求 1 所述的一种液压主动悬挂流量控制系统, 其特征在于: 所述单向阀 (4) 的出口处并联连接蓄能器 (6) 及伺服阀 (8) 的 P 口; 伺服阀 (8) 的 A 口和 B 口分别与悬挂油缸 (7) 的无杆腔和有杆腔连接; 伺服阀 (8) 的 T 口和溢流阀 (3) 的出油口接入液压油箱 (1); 油压传感器 (5) 设置于蓄能器 (6) 的出口处; 所述流量控制器 (13) 的输出端与变量泵 (2) 的控制端相连接, 用以控制变量泵 (2) 排量。

3、根据权利要求 1 所述的液压主动悬挂流量控制系统, 其特征在于: 所述变量泵串联设置 N 个; 总排量调整量 Δv 为所有变量泵排量调整量的总和, 由每个变量泵的额定排量对最终排量调整量进行分配, 得到单个变量泵的排量调整量, 即第 i 个变量泵的调整量:

$$\Delta v_i = \Delta v \cdot v_i / \sum_1^N v_i ;$$

其中 v_i 为第 i 个变量泵的额定排量 ($i=1,2,\dots,N$)。

4、根据权利要求 1 所述液压主动悬挂流量控制系统，其特征在于：所述伺服阀（8）及其控制的悬挂油缸（7）设置一组或者大于一组。