

空气弹簧液压悬置动特性及隔振特性研究^{*}

侯锁军^{1,2}, 杨 慰³

(1. 河南工学院车辆与交通工程学院 新乡, 453000) (2. 吉林大学汽车仿真与控制国家重点实验室 长春, 130022)
(3. 东风商用车技术中心 武汉, 430056)

摘要 研究了具有可变刚度阻尼的发动机空气弹簧液压悬置的动特性和隔振特性。针对影响发动机空气弹簧液压悬置动特性的关键参数上液室等效体积刚度, 采用理论和试验方法研究了上液室等效体积刚度的等效值, 基于该等效值建立了空气弹簧液压悬置的理论模型, 对空气腔开闭两种工况进行了空气弹簧液压悬置动特性的仿真和试验研究。搭建了发动机空气弹簧液压悬置系统试验台架, 研究了台架各种激励频率下的空气弹簧液压悬置的隔振特性。结果表明: 本研究采用的上液室等效体积刚度进行空气弹簧进行建模是正确、可行的, 提高了空气弹簧建模效率和准确性; 空气弹簧液压悬置在空气腔开启和关闭两种状态下, 峰值动刚度增大幅值达 78.5%, 峰值阻尼角增大幅值达 250%。台架试验表明: 当台架激励频率小于 25 Hz 时, 悬置采用大刚度大阻尼; 当台架激励频率大于等于 25 Hz 时, 悬置采用小刚度小阻尼; 悬置隔振率提升明显, 不同频率下提升幅值达 10%~67%。

关键词 可变刚度阻尼; 空气弹簧液压悬置; 理论建模; 台架试验; 隔振特性

中图分类号 TH136; U461.4

引 言

有效隔离发动机振动向车架的振动传递是提高汽车乘坐舒适性的重要手段^[1-3], 随着消费者对汽车噪声、振动与声振粗糙度 (noise vibration and harshness, 简称 NVH) 性能的提升, 传统的橡胶悬置、被动式液压悬置由于刚度阻尼不可调已不能满足汽车复杂工况的隔振要求^[4-8], 主动液压悬置由于其结构和控制策略复杂、应用较少、半主动悬置结构和控制策略简单, 已成为研究的热点。文献[9-15]研究了不同结构磁流变半主动悬置, 实现了悬置刚度阻尼的可调, 由于磁流变液成本较高^[16-17], 没有得到广泛应用。文献[18-20]研究了电流变液半主动悬置, 也能够实现悬置刚度阻尼的可调。由于电流变液是在两个电极之间施加几千伏的电压, 电流变液的黏度才能发生变化, 在汽车上应用安全性不高, 很难推广。

空气弹簧半主动液压悬置(以下简称空气弹簧液压悬置)是采用电磁阀控制悬置内部空气腔开闭实现刚度阻尼可变的发动机隔振元件。文献[21-24]对空气弹簧液压悬置理论建模及模型参数

提取等进行研究, 发现对空气弹簧液压悬置的隔振率的分析研究较少。为此, 笔者针对一款空气弹簧液压悬置采用上液室等效体积刚度建立了其理论模型, 提高了建模效率和准确性。通过理论和试验方法研究了该悬置的动特性, 搭建了发动机动力总成试验台架, 研究了不同激励频率下的悬置隔振特性。

1 空气弹簧液压悬置结构及关键参数

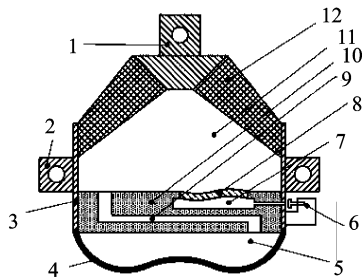
1.1 空气弹簧液压悬置结构

本研究的空气弹簧液压悬置结构如图 1 所示, 主要包括橡胶主簧、上液室、下液室、电磁阀、隔板、惯性通道、解耦膜、空气腔和橡胶底膜。

空气腔是由解耦膜与隔板凹槽合围形成的腔体, 该空气腔体通过一个小孔与外界大气相通, 但当电磁阀通电堵住小孔口时, 则是密闭的空气腔体, 形成类似空气弹簧。空气弹簧液压悬置工作时, 受发动机动力总成激励产生振动, 带动橡胶主簧对上液室作类似活塞泵吸运动, 液体在流经惯性通道时产生阻力, 从而吸收发动机振动的能量。解耦膜下表面的空气腔主要目的是通过电磁阀控制, 改变空气

^{*} 河南省科技攻关资助项目(182102210034, 192102210063); 国家自然科学基金资助项目(51705468)
收稿日期: 2019-06-02; 修回日期: 2019-08-05

腔的刚度,从而改变悬置的动刚度。



1-连接动力总成的螺栓孔;2-连接车架的螺栓孔;3-金属外壳;4-橡胶底膜;5-下液室;6-电磁阀;7-空气腔;8-解耦膜;9-惯性通道;10-隔板;11-上液室;12-橡胶主簧

图1 空气弹簧液压悬置结构

Fig. 1 Structure of air spring hydraulic mount

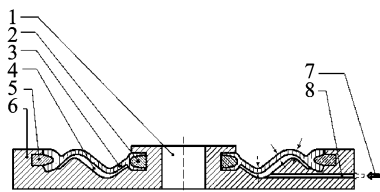
1.2 影响空气弹簧液压悬置动特性关键参数

表征空气弹簧液压悬置动特性的主要参数有动刚度和阻尼角,分别表示悬置的软硬程度和悬置吸收发动机振动能量的能力。对发动机空气弹簧液压悬置进行建模的主要参数有橡胶主簧的刚度、橡胶主簧的阻尼系数、橡胶主簧等效活塞面积、上液室体积刚度、下液室体积刚度、惯性通道液体质量惯性系数和惯性通道液体流量阻尼系数。理论和试验研究表明,上液室体积刚度是影响空气弹簧液压悬置动刚度和阻尼角的一个重要参数,是上液室内压力变化与体积变化的比值,表示液体抗拒压缩的能力。

2 关键参数理论及试验

2.1 解耦膜与空气腔体积刚度的等效合并

解耦膜结构示意图如图2所示。解耦膜3为一环形橡胶薄膜片,其内、外边界分别通过两个塑料环2和5固定在圆盘状的隔板6上,以达到良好的密封性能。解耦膜的上表面与上液室的液体接触,并受到液体压强的挤压,挤压力的方向垂直于解耦膜



1-惯性通道入口;2-固定解耦膜内边界的内环;3-波浪形环状解耦膜;4-空气腔;5-固定解耦膜外边界的外环;6-上下液室隔板;7-电磁阀动作头端的通气孔密封塞;8-空气腔的通气孔

图2 解耦膜结构示意图

Fig. 2 Diagram of decoupling membrane structure

的表面,如图2中小箭头所示。解耦膜与隔板上的凹槽恰好围成一个空气腔4,空气腔只能由一个通气孔8与外界大气相通,因此与解耦膜下表面接触的是外界环境的大气压。通气孔口处有一个橡胶密封塞7,由电磁阀的作动头控制其封堵和敞开两种状态。

2.1.1 空气腔开启时解耦膜等效体积刚度

空气腔开启时,无论解耦膜如何变形,其下表面均与大气相通。如果忽略环境的影响,则受到的压力始终为标准大气压 p_0 ,此时只要解耦膜在自由变形范围,其体积刚度为其自身的体积刚度 K_m 。对于解耦膜的体积刚度定义,可以理解为使解耦膜变形并扫过单位体积的压力。

2.1.2 空气腔关闭时解耦膜等效体积刚度

空气腔和通气孔内的空气与外界隔离时,为便于分析,假设封堵时解耦膜正好处于自由的初始状态即没有任何变形,此时空气腔内部的气压依然为标准大气压 p_0 。当上液室压强增大时,解耦膜受到液压作用向下变形,使空气腔内的体积压缩,腔内压力也将增大,解耦膜的下表面形成反作用压强,直到解耦膜形成上液室液体压力 p_1 、空气腔气体压力 p_a (相对标准大气压 p_0 的压力)以及解耦膜自身刚度 K_m 三者的新平衡。

空气腔密封时,内部的体积 V_m 为

$$V_m = V_a + V_h \quad (1)$$

其中: V_a 为环形空气腔的体积; V_h 为通气孔的体积,如图3所示。

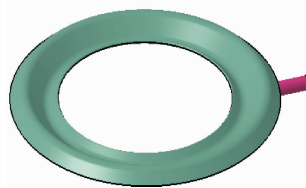


图3 空气腔内气体体积与通气孔内气体体积

Fig. 3 Gas volume in air chamber and gas volume in air hole

假设上液室初始压力为 p_1 ,解耦膜向下产生一个变形,扫掠过的体积为 ΔV ,空气腔由于体积的压缩,气压变为 p_a ,为方便计算,这里 p_a 为相对标准大气压的压力,压缩之后上液室压力增大为 p_2 。

根据气体状态方程,密闭空气腔内被压缩空气可建立方程

$$p_0 V_m = (p_a + p_0) (V_m - \Delta V) \quad (2)$$

解耦膜上、下表面受压平衡,则

$$K_m \Delta V = p_2 - p_1 - p_a \quad (3)$$

如果将空气腔内气压的屈服刚度也计入解耦膜

的体积刚度,则解耦膜的等效体积刚度 K_{eff} 包含其自身屈服变形刚度和空气腔内气体体积刚度,则

$$p_2 - p_1 = K_{\text{eff}} \Delta V \quad (4)$$

结合式(3)~(4),空气腔密封时的解耦膜等效体积刚度 K_{eff} 等于解耦膜体积刚度 K_m 与空气腔内密闭气体体积刚度 K_a 之和

$$K_{\text{eff}} = K_m + p_a / \Delta V = K_m + K_a \quad (5)$$

结合式(1)~(2),空气腔内密闭气体体积刚度 K_a 为

$$K_a = \frac{p_0}{V_a + V_h - \Delta V} \quad (6)$$

2.2 上液室体积刚度的等效合并

2.2.1 解耦膜自身的体积刚度

由于解耦膜固定在隔板上,为方便试验操作,本试验将隔板总成与特制液室紧固密封在一起形成内腔,如图4所示。腔内灌满液体,右侧的液压缸固定于试验台,液压缸的活塞推杆与作动头相连。控制作动头的步进位移 Δx , 向下压活塞推杆,将液压缸中的液体推入液室,液体压力会增大 Δp , 迫使解耦膜变形内陷,造成液室体积增大 ΔV_m 。由于液体不可压缩,解耦膜变形引起的 ΔV_m 与液压缸泵压体积相等,即

$$\Delta V_m = \pi(d_c/2)^2 \Delta x \quad (7)$$

其中: d_c 为液压缸的内径,为已知参数。

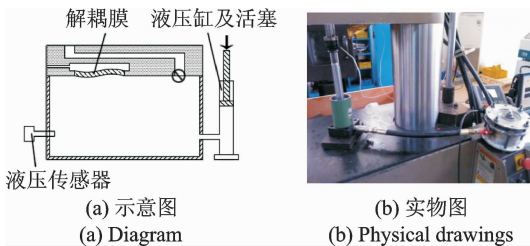


图4 解耦膜体积刚度测量

Fig. 4 Measurement of the decoupled membrane volume stiffness

比利时的LMS前端数据测试系统通过液压传感器实时监测并记录液室内的液压值,解耦膜的体积刚度 K_m (单位为 Pa/m^3 或 N/m^5) 由下式求得

$$K_m = \Delta p / \Delta V \quad (8)$$

空气弹簧液压悬置上的电磁阀通电和断电时,阀头上的橡胶塞会控制空气腔密闭和敞开,决定了空气腔内气体的压缩特性,进而影响解耦膜的体积刚度,解耦膜的体积刚度会在很大程度上受到密闭空气腔的影响。如图5所示,分别测量气孔的密闭和敞开状态解耦膜的体积刚度,以便比较和分析空气腔密闭与敞开状态对解耦膜特性的影响。

图5(a)空气腔敞开时,解耦膜自身的体积刚度会随着变形量的增大而增大,但其数值的数量级为 10^9 , 相对较小。图5(b)中空气腔密闭时,解耦膜的等效体积刚度由解耦膜自身体积刚度和空气腔体积刚度等效并联得到,数量级为 10^{11} , 比解耦膜自身体积刚度大两个数量级。可见,空气腔密闭时,解耦膜的等效体积刚度基本由空气腔的体积刚度决定。当解耦膜变形压迫密闭气体到一定程度时,等效体积刚度上升非常快,此时解耦膜变形至极限位置。

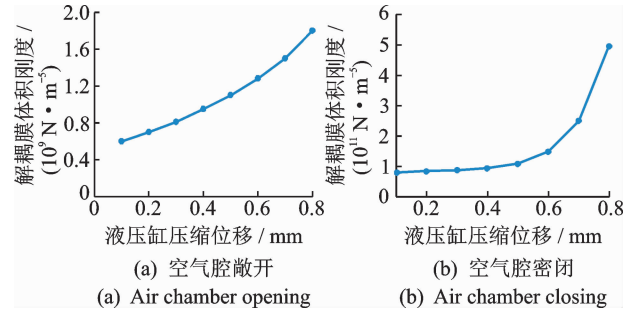


图5 解耦膜体积刚度试验结果

Fig. 5 Test results of the decoupled membrane volume stiffness

需要指出的是,尽管两种状态下的解耦膜体积刚度均随解耦膜的变形量变化而变化,但鉴于两者的数值在数量级上的差别,可以假定其为常量,正常工作在线性范围内的误差是可以接受的。

2.2.2 橡胶主簧的体积刚度

橡胶主簧在振动时也受到液压反作用,如果液室密闭,且液体不可压缩,那么主簧下压过程引起液室内液体压力增大 Δp , 同时橡胶主簧的橡胶内表面会在液压下凹陷变形,使上液室体积增大 ΔV 。主簧的体积刚度 K_{rub} 可表示为

$$K_{\text{rub}} = \Delta p / \Delta V \quad (9)$$

橡胶主簧的体积刚度测量方法如图6所示。特制的液室腔体与橡胶主簧密封组装在一起,腔内灌满液体,液室固定于试验台,主簧与作动头相连。试验时,控制作动头的步进位移,缓慢向下压主簧,使液室内液体体积减小,迫使液体从右侧导管溢出,并用量筒计量所溢出液体的体积,根据位移乘以等效活塞面积等于液体体积的关系。首先计算出橡胶主簧等效活塞面积,然后关闭溢出导管的阀门,使液室封闭。控制作动头的步进位移,缓慢向下压主簧,液体受压会导致液压增大,LMS数据测试系统通过液压传感器实时监测并记录液压力值。根据作动头的位移和橡胶主簧等效活塞面积,可换算得到主簧的压缩体积 ΔV 。作动头每进1mm记录一次缸内液体压力值,然后计算出体积变化值 ΔV , 根据主簧体积

刚度定义计算出主簧在各位移处的体积刚度。

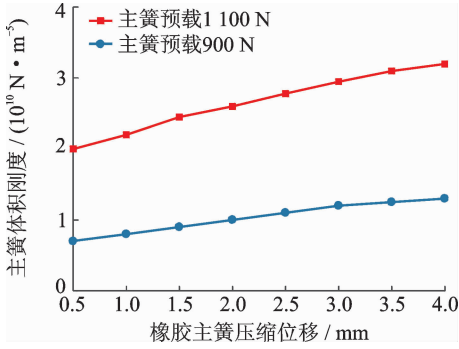


图6 橡胶主簧体积刚度测量

Fig.6 Measurement of the rubber main spring volume stiffness

当橡胶主簧承受不同的预载时,其体积形状会发生变化,内表面的体积刚度也会受到影响。调节MTS831试验台的作动头,对主簧分别施加预载900 N和1 100 N,分别计算出主簧的体积刚度,如图7所示。随着橡胶主簧的压缩不断增大,其体积刚度也呈线性增加,并且预载越大,体积刚度也越大。橡胶主簧的体积刚度数值比解耦膜自身的体积刚度大一个数量级,比空气腔密闭时的解耦膜等效体积刚度小一个数量级。

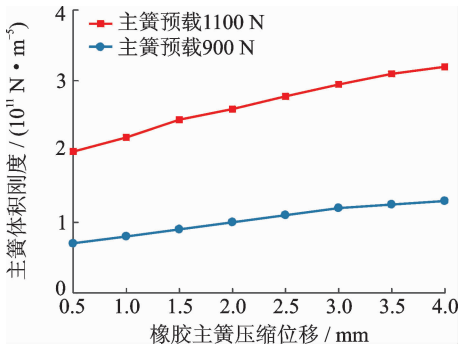


图7 橡胶主簧体积刚度试验结果

Fig.7 Test results of the rubber main spring volume stiffness

2.2.3 上液室体积刚度等效值

通过参数试验可知,解耦膜自身的体积刚度 K_m 、空气腔密闭时解耦膜的等效体积刚度 K_{eff} 以及橡胶主簧的体积刚度 K_{rub} 的数量级有如下关系

$$(K_{eff})_{min} > 10K_{rub} > 100K_m \quad (10)$$

由于解耦膜上表面和橡胶主簧的内表面同处于上液室内,具有相同的压力和不同的变形,因此二者相当于弹簧的串联关系。为简便分析,可将解耦膜的等效体积刚度与橡胶主簧的体积刚度合并,共同组成上液室的等效体积刚度 K_1

$$\frac{1}{K_1} = \frac{1}{K_{eff}} + \frac{1}{K_{rub}} \quad (11)$$

结合式(10)知, $K_{rub}/K_{eff} < 0.1$, 当空气腔密闭时,上液室的等效体积刚度为

$$K_1 = \frac{K_{eff}K_{rub}}{K_{eff} + K_{rub}} = \frac{K_{rub}}{1 + K_{rub}/K_{eff}} \approx K_{rub} \quad (12)$$

结合式(10)知, $K_m/K_{rub} < 0.1$, 当空气腔开启时,上液室的等效体积刚度为橡胶主簧体积刚度

$$K'_1 = \frac{K_m K_{rub}}{K_m + K_{rub}} = \frac{K_m}{1 + K_m/K_{rub}} \approx K_m \quad (13)$$

空气腔密闭和开启上液室等效体积刚度如图8,9所示。

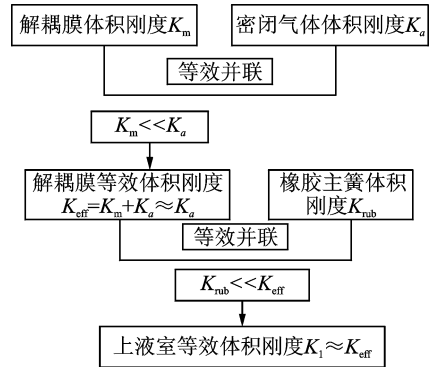


图8 空气腔密闭时上液室等效体积刚度

Fig.8 Equivalent volume stiffness of upper chamber when air chamber is closed

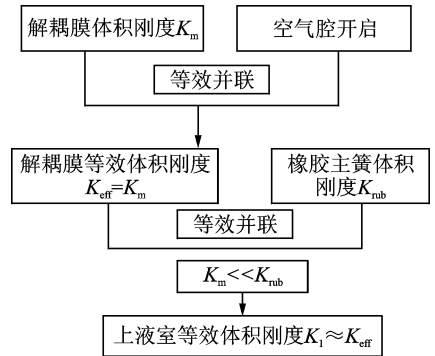


图9 空气腔开启时上液室等效体积刚度

Fig.9 Equivalent volume stiffness of upper chamber when air chamber is opened

当空气腔密闭和开启时,上液室的等效体积刚度分别等效于橡胶主簧体积刚度 K_{rub} 和解耦膜体积刚度 K_m , 二者相差至少一个数量级,由此可见上液室的体积刚度对空气弹簧液压悬置特性的影响,同时该等效值为悬置建模提供了必要充分的基础,有助于提高建模效率。

3 空气弹簧液压悬置模型

3.1 空气弹簧液压悬置理论模型

对解耦膜、空气腔以及橡胶主簧的体积刚度进

行等效合并,在建立悬置模型时,不再单独考虑解耦膜和空气腔结构,而是以一个等效计算得到的上液室体积刚度来代替,则液压悬置的力学模型如图 10 中右图所示。弹簧和阻尼器代表橡胶主簧的刚度和阻尼,主簧的位移 x 带动等效活塞上下运动。图 10 中: A_p 为橡胶主簧泵吸液体的等效活塞面积; K_r, C_r 为橡胶主簧的动刚度和阻尼系数; K_1, K_2 为上液室和下液室的体积刚度; p_1, p_2 为上液室和下液室的压力; Q, I, R 为惯性通道内的液体流量、惯性系数和流量阻尼系数; x, F 为主簧振动位移和悬置的传递力。

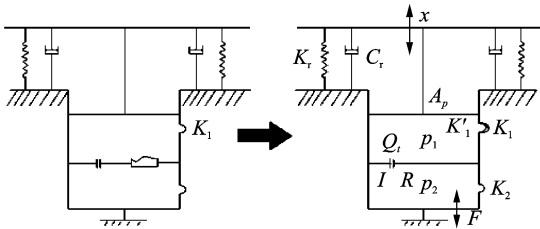


图 10 解耦膜与空气腔等效合并后悬置模型示意图

Fig. 10 Schematic diagram of mount model after equivalent combination of decoupled membrane and air chamber

根据图 10,采用流体力学理论建立其数学模型,得到空气弹簧的复刚度表达式为

$$K^* = K_r + A_p^2 K_1 \frac{(K_2 - I\omega^2)(K_1 + K_2 - I\omega^2) + (\omega R)^2}{(K_1 + K_2 - I\omega^2)^2 + (\omega R)^2} + j\omega C_r + jA_p^2 K_1^2 \frac{\omega R}{(K_1 + K_2 - I\omega^2)^2 + (\omega R)^2} \quad (14)$$

按照美国汽车工程学会修订的定义,悬置的动刚度为复刚度的实部,阻尼角为复刚度虚部与实部比值的反正切。

3.2 空气弹簧动特性仿真研究

根据空气弹簧上液室等效体积刚度分析结果,经过测试橡胶主簧体积刚度,解耦膜体积刚度,得到上液室体积刚度在关闭和开启时分别为 $2 \times 10^{10} \text{ N/m}^5, 3 \times 10^9 \text{ N/m}^5$ 。其他建模参数通过试验和理论计算得出,橡胶主簧动刚度为 $1.7 \times 10^5 \text{ N/m}$,橡胶主簧阻尼系数为 $100 \text{ N} \cdot \text{s/m}$,橡胶主簧等效活塞面积为 $2.7 \times 10^{-3} \text{ m}^2$,下液室体积刚度为 $5 \times 10^8 \text{ N/m}^5$,惯性通道液体的质量惯性系数为 $2.5 \times 10^6 \text{ kg/m}^4$,惯性通道液体的流量阻尼系数为 $1.0 \times 10^8 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^5$,将参数代入式(14),对该空气弹簧液压悬置的动刚度和阻尼角进行仿真,如图 11,12 所示。

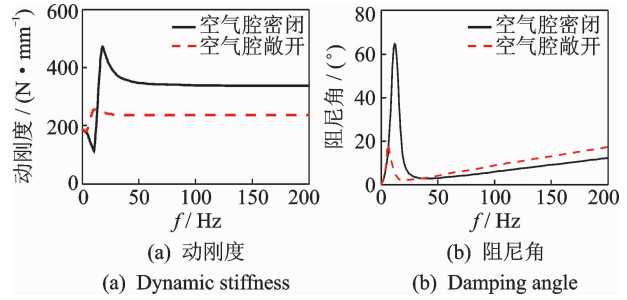


图 11 振幅为 0.1 mm 动刚度和阻尼角仿真结果
Fig. 11 Simulation results of dynamic stiffness and damping angle with amplitude of 0.1 mm

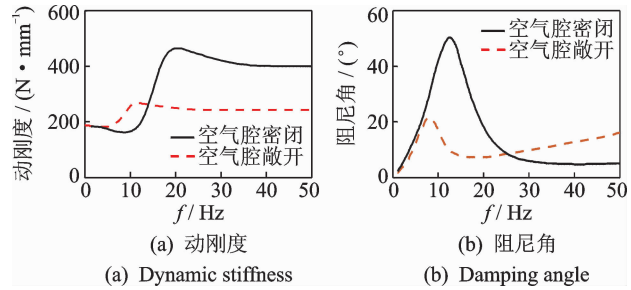


图 12 振幅为 1 mm 动刚度和阻尼角仿真结果
Fig. 12 Simulation results of dynamic stiffness and damping angle with amplitude of 1 mm

3.3 空气弹簧液压悬置动特性试验研究

试验设备采用美国 MTS831 试验台,如图 13 所示。试验时,由试验台控制计算机的信号发生器产生所设定频率和振幅的正弦信号,经放大后加到作动器上,作动器下端固定,上端作动,上端的位移传感器和力传感器将信号传递给试验台的测试软件,由测试软件计算出悬置的动刚度和阻尼角的特性曲线。

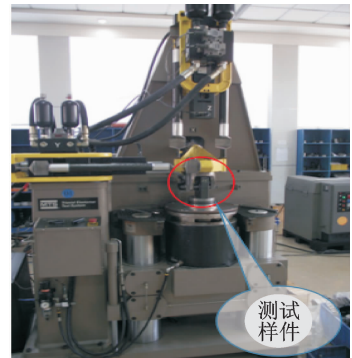
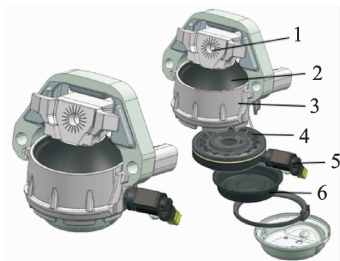


图 13 MTS831 试验台
Fig. 13 MTS831 test bench

空气弹簧液压悬置的内部结构如图 14 所示。悬置施加 100 N 的预载力,振幅为 0.1 mm 时试验台作动器激励频率为 0~200 Hz,振幅为 1 mm



1-动力总成端连接螺栓孔;2-橡胶主簧;3-金属外壳;4-耦合盘总成;5-电磁阀;6-橡胶底膜

图14 空气弹簧液压悬置内部结构

Fig. 14 Structure of air spring hydraulic mount

时试验台作动器激励频率为0~50 Hz。

由图11,12,15及16仿真和试验对比曲线可以看出,动刚度和阻尼角理论仿真与试验曲线趋势基本一致,振动幅值为0.1 mm时,当空气腔开启时,空气弹簧悬置表现出小刚度小阻尼特性,动刚度最大值仅有280 N/mm,阻尼角最大值仅有20°,空气腔关闭时空气弹簧悬置表现出大刚度大阻尼特性,动刚度达到最大值500 N/mm,阻尼角最大值70°,比较空气腔开启和空气腔关闭两种状态,动刚度增大了78.5%,阻尼角增大了250%。

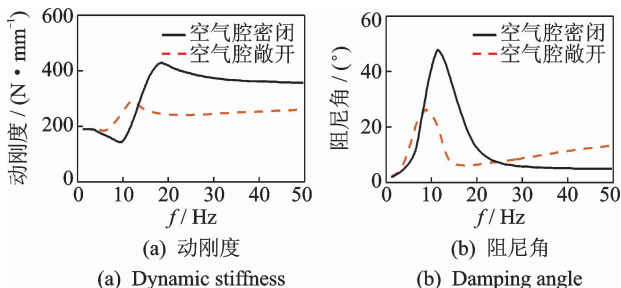


图15 振幅为0.1 mm 动刚度和阻尼角试验结果

Fig. 15 Test results of dynamic stiffness and damping angle with amplitude of 0.1 mm

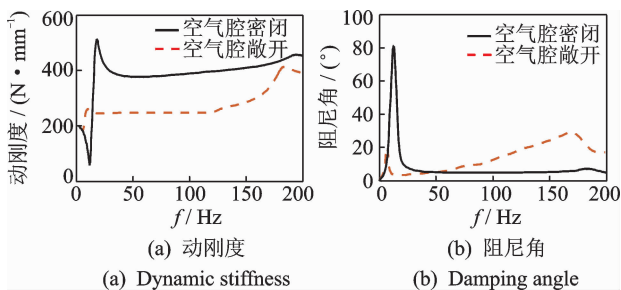


图16 振幅为1 mm 动刚度和阻尼角试验结果

Fig. 16 Test results of dynamic stiffness and damping angle with amplitude of 1 mm

振动幅值为1 mm时,当空气腔开启时,空气弹簧悬置表现出小刚度小阻尼特性,动刚度最大值仅

有280 N/mm,阻尼角最大值仅有22°,空气腔关闭空气弹簧悬置表现出大刚度大阻尼特性,动刚度达到最大值为480 N/mm,阻尼角最大值为50°,比较空气腔开启和空气腔关闭两种状态,动刚度增大了71%,阻尼角增大了127%。

整体上,在两种振动幅值下,空气腔开启,悬置表现出小刚度小阻尼特性,空气腔关闭,悬置表现出大刚度大阻尼特性。通过电磁阀控制空气腔的开启,可以有效改变悬置的动特性,便于发动机的振动控制。由于悬置工况复杂,振动频率和振幅不断变化,空气腔压力变化较大,当电磁阀电压较小,不能保证针阀开启幅度不变,从而悬置动特性会出现异常情况,经过试验测试,为了使得空气腔完全关闭,电磁阀电压应当大于12 V,且本研究的空气弹簧悬置只有开启和关闭两种状态。

4 空气弹簧液压悬置隔振率研究

4.1 模拟台架搭建与数据采集

为研究悬置隔振特性性能,搭建发动机模拟台架试验台,如图17,18所示。该试验台分两层结构,上层为转速可调节的交流电动机和齿轮箱,两者以



图17 发动机动力总成悬置系统模拟台架

Fig. 17 Engine powertrain mounting system simulation bench

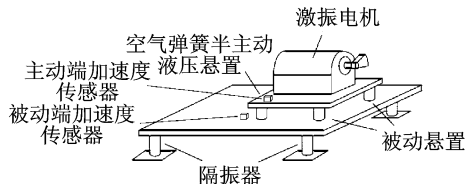


图18 发动机动力总成悬置系统模拟台架示意图

Fig. 18 Schematic diagram of engine powertrain mounting system simulation bench

联轴器联结。在齿轮轴外端带有偏心质量块,当电机以一定的转速运转并带动齿轮轴旋转时,轴上的偏心质量块产生不平衡振动,以模拟动力总成在工作时的振动。根据实际动力总成支承形式,模拟动力总成台架由3个悬置固定于下层平台上面,左悬

置为研究的空气弹簧液压悬置,右侧 2 个悬置为被动式液压悬置,以便真实反映车辆动力总成悬置系统的特性。下层平台加上配重以后可以模拟车身质量,由 4 个隔振器支撑,平放于地面,模拟悬架系统和汽车轮胎的力学特性,分别在空气弹簧液压悬置主、被动端布置三向加速度传感器,如图 19 所示。

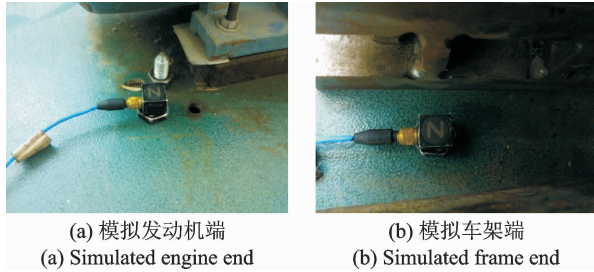


图 19 发动机端和车架端加速度传感器

Fig. 19 Acceleration sensors at engine end and frame end

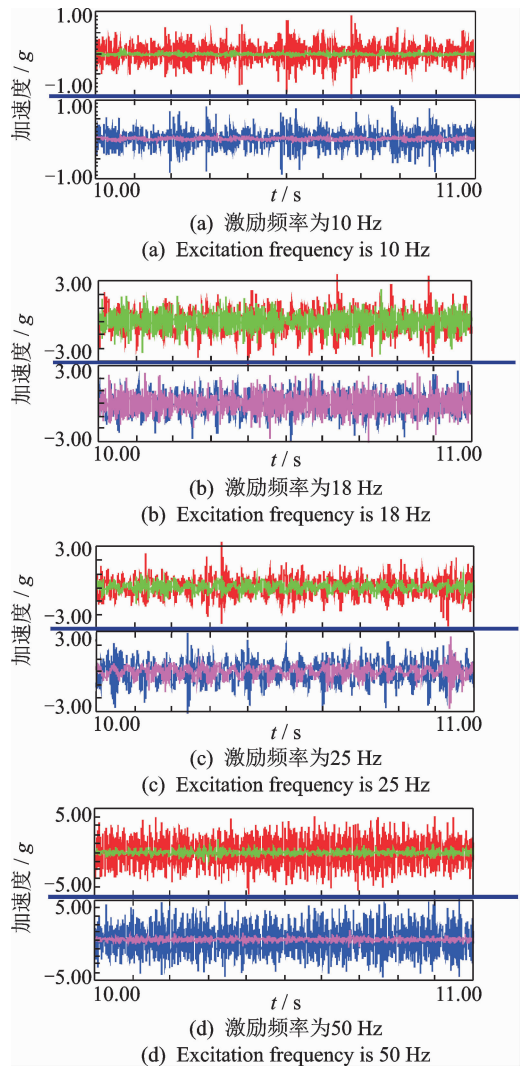
电机采用电机转速调节器对转速进行调节,以模拟发动机的转速。电机转速的单位相当于发动机二阶激励频率,单位为 Hz。为了全面评价空气弹簧液压悬置在不同工况下的动特性表现,试验时调节电机的激励频率,激励频率范围为 5~60 Hz,每隔 5 Hz 测量一组悬置主动端与被动端的垂向振动加速度数据。试验工况为空气弹簧液压悬置电磁阀通电和断电两种不同模式,使其分别具有大刚度大阻尼和小刚度小阻尼特性,以对比两种工作模式下的隔振效果。采用比利时的 LMS 数据采集系统进行数据采集。

4.2 试验数据分析

对试验数据进行后处理,通过对比在不同激励频率下悬置的上端(激励主动端)和下端(振动被动端)的振动加速度大小来反映悬置在不同频率下的隔振性能,如图 20 所示。对比主动端与被动端的振动加速度幅值可知,空气弹簧液压悬置隔振效果良好,但在激励频率为 18 Hz 的工况下,隔振效果不理想,被动端的振动加速度幅值并没有得到较理想的衰减,原因是该激励频率与模拟台架底座平台的刚体固有频率很接近,引起被动端共振。试验时对底座平台施加质量块,降低其固有频率,则共振频率会降低。

振动传递率(隔振率)可由悬置的主动端振动加速度与被动端振动加速度的比值来表示。加速度传递率 T_{dB} 为评价悬置隔振特性的重要指标,比值越大,表明悬置的隔振效果越好,其表达式为

$$T_{dB} = 20 \lg \left| \frac{a_a}{a_p} \right| \quad (15)$$



各图中,上半图为电磁阀通电状态时悬置主动端(大幅值曲线)与被动端(小幅值曲线)振动加速度对比;下半图为电磁阀断电状态时悬置主动端(大幅值曲线)与被动端(小幅值曲线)振动加速度对比。

图 20 不同激励频率下空气弹簧液压悬置主动端与被动端的振动加速度

Fig. 20 Vibration acceleration of active and passive ends of air spring hydraulic mount under different excitation frequencies

其中: a_a 为悬置主动端加速度 (m/s^2); a_p 为悬置被动端加速度 (m/s^2)。

对各激励频率下悬置主动端和被动端的振动加速度取均方根值并按式(15)进行计算,空气弹簧液压悬置振动传递率如图 21 所示。可以看出,当台架激励频率小于 25 Hz 时,电磁阀通电后悬置的隔振率较高,隔振效果好,原因是激励频率小于 25 Hz 时激励频率与悬置系统固有频率 18 Hz(由图 11~12, 15~16 的动刚度曲线可以看出,电磁阀通电时其峰值动刚度对应的频率为 18 Hz,即为发动机悬置系统固有频率)的比值小于 1.4 倍,此时要求悬置具有大刚度大阻尼特性^[25]。

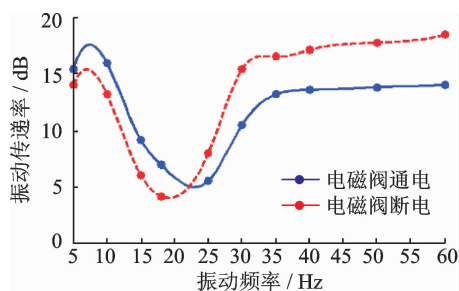


图 21 空气弹簧液压悬置振动传递率

Fig. 21 Vibration transmittance of air spring hydraulic mount

当台架激励频率大于等于 25 Hz 时,电磁阀断电后悬置的隔振率较高,隔振效果好,原因是激励频率大于等于 25 Hz 以上时激励频率与悬置系统固有频率 12 Hz(由图 11~12,15~16 的动刚度曲线可以看出,电磁阀断电时其峰值动刚度对应的频率为 12 Hz,即为发动机悬置系统固有频率)的比值大于 1.4 倍,此时要求悬置具有小刚度小阻尼特性。

将空气弹簧悬置不同频率下电磁阀通断电时振动传递率的变化量与该空气弹簧悬置的原始振动传递率(小于 25 Hz 时采用电磁阀断电时的振动传递率,大于等于 25 Hz 时采用电磁阀通电时的振动传递率)比值的百分比,用来衡量该频率下振动传递率提升的程度,用 s 表示,表达式为

$$s = \frac{\Delta T_i}{\Delta T_{oi}} \times 100\% \quad (16)$$

空气弹簧液压悬置振动传递率提升效果如图 22 所示。可以看出,台架激励频率小于 25 Hz 时悬置电磁阀通电,大于等于 25 Hz 电磁阀断电时,不同频率下隔振率提高程度达 10%~67%,极大减小了发动机向车架的振动传递,提高了汽车乘坐舒适性。

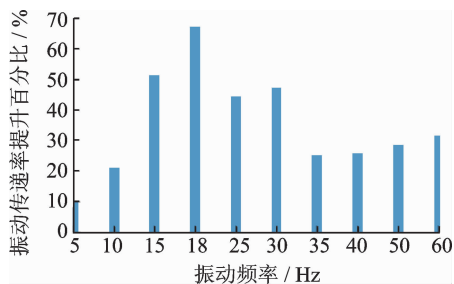


图 22 空气弹簧液压悬置振动传递率提升效果

Fig. 22 Vibration transmission enhancement effect of air spring hydraulic mount

5 结论

1) 通过对空气弹簧液压悬置的上液室等效体积刚度的理论和试验研究表明,空气腔开启时上液

室体积刚度等效于解耦膜体积刚度,空气腔关闭时上液室体积刚度等效于橡胶主簧体积刚度,该结果提高了空气弹簧悬置建模效率。

2) 空气弹簧液压悬置的动刚度和阻尼角在空气腔开闭两种状态下,动刚度增大了 78.5%,阻尼角增大了 250%。

3) 台架试验表明,当台架激励频率小于 25 Hz 时悬置采用大刚度大阻尼,大于等于 25 Hz 时采用小刚度小阻尼,悬置隔振率提升明显,不同频率下提升幅值达 10%~67%。

参 考 文 献

- [1] 庞剑, 谌刚, 何华. 汽车噪声与振动: 理论与应用[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2006: 119-149.
- [2] GEISBERGER A, KHAJEPOUR A, GOLNARAGHI F. Non-linear modeling of hydraulic mounts: theory and experiment[J]. Journal of Sound and Vibration, 2002, 249(2): 371-397.
- [3] 时培成, 陈无畏, 陈黎卿. 基于联合仿真的汽车动力总成悬置系统隔振特性研究[J]. 农业机械学报, 2010, 41(2): 28-34.
SHI Peicheng, CHEN Wuwei, CHEN Liqing. Study on vibration isolation characteristics of automobile powertrain mount system based on co-simulation[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(2): 28-34. (in Chinese)
- [4] 韦海燕, 何仁, 徐凌. 发动机悬置软垫刚度对汽车舒适性的影响分析[J]. 农业机械学报, 2007, 38(10): 28-30.
WEI Haiyan, HE Ren, XU Ling. Effect of stiffness of engine suspension cushion on vehicle comfort [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(10): 28-30. (in Chinese)
- [5] 陈志勇. 轻型车驾驶室液压悬置性能匹配研究[D]. 长春: 吉林大学, 2011.
- [6] 张平, 柴国钟, 潘孝勇, 等. 橡胶隔振器静态特性计算方法研究[J]. 振动、测试与诊断, 2009, 30(2): 105-110.
ZHANG Ping, CHAI Guozhong, PAN Xiaoyong, et al. Investigation on calculation method for the static characteristics of a rubber isolator[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2009, 30(2): 105-110. (in Chinese)
- [7] 张俊红, 李忠鹏, 毕凤荣, 等. 基于板件贡献分析的装载机驾驶室低噪声设计[J]. 振动、测试与诊断, 2016, 36(3): 568-574.
ZHANG Junhong, LI Zhongpeng, BI Fengrong, et al. Low noise optimization design of loader cab based on panel contribution analysis[J]. Journal of Vibration,

- Measurement & Diagnosis, 2016, 36(3): 568-574. (in Chinese)
- [8] 刘晓昂,吕兆平,殷智宏,等. 基于车内 NVH 控制的悬置刚度与阻尼的设计方法[J]. 振动、测试与诊断, 2016, 36(1): 145-151.
LIU Xiaolang, LÜ Zhaoping, YIN Zhihong, et al. Determination of dynamic stiffness and damping of mounts in a powertrain mounting system based on the requirement of NVH in vehicle level[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2016, 36(1): 145-151. (in Chinese)
- [9] 刘会兵,廖昌荣,李锐,等. 磁流变液悬置用于发动机隔振模糊控制[J]. 振动、测试与诊断, 2011, 31(2): 180-184.
LIU Huibing, LIAO Changrong, LI Rui, et al. Application of magneto-rheological fluid mount to fuzzy control of engine vibration isolation[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2011, 31(2): 180-184. (in Chinese)
- [10] CHOI S B, HONG S R, SUNG K G, et al. Optimal control of structural vibrations using a mixed-mode magneto-rheological fluid mount [J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2008, 50(3): 559-568.
- [11] BRIGLEY M, CHOI Y T, WERELEY N M, et al. Magneto-rheological isolators using multiple fluid modes[J]. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 2007, 18: 1143-1148.
- [12] 章新杰. 磁流变挤压悬置动态特性研究及其在汽车中的仿真应用[D]. 长春:吉林大学, 2011.
- [13] 王雪婧. 磁流变半主动发动机悬置隔振性能与控制方法研究[D]. 长春:吉林大学, 2011.
- [14] 李锐,陈伟民,廖昌荣,等. 发动机磁流变悬置隔振模糊控制与仿真[J]. 系统仿真学报, 2009, 21(4):944-953.
LI Rui, CHEN Weimin, LIAO Changrong, et al. Fuzzy control and simulation of engine isolation via magnetorheological mount[J]. Journal of System Simulation, 2009, 21(4):944-953. (in Chinese)
- [15] 史文库,侯锁军,王雪婧,等. 磁流变发动机悬置隔振性能与模糊 PID 控制[J]. 农业工程学报, 2012, 28(20):50-57.
SHI Wenku, HOU Suojun, WANG Xuejing, et al. Vibration isolation performance and fuzzy PID control method of magneto-rheological fluid engine mount[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2012, 28(20):50-57. (in Chinese)
- [16] FANG F F, KIM J H, CHOI H J. Synthesis of core-shell structured PS/Fe₃O₄ microbeads and their magnetorheology [J]. Polymer, 2009, 50(10): 2290-2293.
- [17] GUO L, PEI G L, WANG T J, et al. Polystyrene coating of Fe₃O₄ particles using dispersion polymerization[J]. Colloids and Surfaces A: Physicochem Engineering Aspects, 2007, 293(1/3): 58-62.
- [18] HONG S R, CHOI S B, HAN M S. Vibration control of a frame structure using electro-rheological fluid mounts[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2002(44):2027-2045.
- [19] 黄承修,许沧粟,楼少敏. 半主动控制电流变液悬置隔振性能仿真研究[J]. 功能材料, 2006, 37(5): 840-843.
HUANG Chengxiu, XU Cangsu, LOU Shaomin. Simulation of vibration characteristics of semi-active controlled ER fluid engine mounts [J]. Journal of Functional Materials, 2006, 37(5): 840-843. (in Chinese)
- [20] 姜波. 电流变液半主动发动机悬置隔振性能与控制方法研究[D]. 长春:吉林大学, 2009.
- [21] YANG W, SHI W K, CHEN C X. Research on vibration isolation of semi-active controlled hydraulic engine mount with air spring[J]. SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical System, 2014, 7(1):15-20.
- [22] 贺良勇. 空气弹簧式半主动液阻悬置开发及动特性研究[D]. 广州:华南理工大学, 2010.
- [23] 史文库,毛阳,姜雪,等. 发动机半主动液压悬置的动态特性及参数影响分析[J]. 西安交通大学学报, 2014, 48(1): 42-47.
SHI Wenku, MAO Yang, JIANG Xue, et al. Study on dynamic characteristics and parameter influence of engine's semi-active hydraulic mount using AMESim [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2014, 48(1): 42-47. (in Chinese)
- [24] 段小成,俞斌,徐驰,等. 空气阻尼悬置非线性动态特性建模与仿真[J]. 振动、测试与诊断, 2012, 32(1): 125-129.
DUAN Xiaocheng, YU Bin, XU Chi, et al. Nonlinear dynamic modeling and analysis of air damped rubber mount[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2012, 32(1): 125-129. (in Chinese)
- [25] 严济宽. 机械振动隔离技术[M]. 上海:上海科学技术文献出版社, 1985:21-38.



第一作者简介:侯锁军,男,1979年12月生,博士、副教授。主要研究方向为汽车发动机悬置结构设计及特性、汽车 NVH 控制等。曾发表《磁流变发动机悬置隔振性能与模糊 PID 控制》(《农业工程学报》2012 年第 28 卷第 20 期)等论文。

E-mail: Houjun80@126.com