

多支路互连式油气悬架刚度阻尼耦合特性研究

张军伟, 陈思忠, 吴志成, 杨林, 赵玉壮

(北京理工大学 汽车实验室, 北京 100081)

摘要:基于多支路互连式油气悬架刚度阻尼耦合特性,对同一行程阻尼非一致性问题进行了研究。在对该油气悬架连通结构形式及原理分析的基础上,建立了液压系统中阻尼阀、蓄能器及部分液压系统数学模型。通过软件仿真,观察比较了系统特性的变化,找出了同行程阻尼非一致性产生的原因,并分析了参数变化对同行程阻尼非一致性的影响。研究结果对互连式油气悬架阻尼半主动控制研究具有指引参考价值。

关键词:油气悬架;互连式;耦合;阻尼非一致性

本文引用格式:张军伟,陈思忠,吴志成,等.多支路互连式油气悬架刚度阻尼耦合特性研究[J].四川兵工学报,2014(5):80-85.

中图分类号:U463.33

文献标识码:A

文章编号:1006-0707(2014)05-0080-06

Coupling Characteristics of Stiffness and Damping of Multi-branch Interconnected Hydro-pneumatic Suspension

ZHANG Jun-wei, CHEN Si-zhong, WU Zhi-cheng,
YANG Lin, ZHAO Yu-zhuang

(Lab of Vehicle, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China)

Abstract: A research about damping non-coincidence in same stroke had been done based on coupling characteristics of stiffness and damping of multi-branch interconnected hydro-pneumatic suspension. The mathematical model of main damping valves, accumulators and partial hydraulic system were developed based on penetrating analysis of structure and principle of interconnected hydro-pneumatic suspension. The real reason which caused the problem of damping non-coincidence was find out by means of simulation. And the impact of parameters to damping non-coincidence is analyzed, which has reference value for it.

Key words: hydro-pneumatic suspension; interconnected; coupling; damping non-coincidence

Citation format: ZHANG Jun-wei, CHEN Si-zhong, WU Zhi-cheng, et al. Coupling Characteristics of Stiffness and Damping of Multi-branch Interconnected Hydro-pneumatic Suspension[J]. Journal of Sichuan Ordnance, 2014(5):80-85.

悬架是车身与车轮之间的一切传力连接装置的总称,是影响车辆平顺性(舒适性)和操稳性(安全性)的重要因素^[1]。被动悬架的设计是对平顺性和操稳性的折中,悬架系统的阻尼一经确定就不再变化,在车辆行驶过程中无法根据车况和路况等因素的变化而进行调节,这就限制了车辆性能的提高^[2]。对于多轴车辆,考虑到各车轮垂直载荷分配及侧倾等问题,各种结构形式的连通式半主动油气悬架应运

而生^[3]。

油气悬架具有的载荷平衡特性以及使整车获得较好平顺性和操稳性的一个重要原因是油气悬架的连通结构。连通式油气悬架根据连通结构形式的不同可以分为4种:平衡式油气悬架、抗侧倾式油气悬架、X连通式油气悬架、混合连通式油气悬架。

对于独立式油气悬架,同行程上半段阻尼(从平衡位置

到最高点)与下半段(从最低点到平衡位置)阻尼是相同的。但是连通式油气悬架,一条油路中往往有多个蓄能器,从油缸流出的油液分多条油路流入多个蓄能器,由于各条油路的阻尼不同,油液流入各个蓄能器的体积不同,则蓄能器内部的气体压力不同,造成压缩行程和伸张行程油液流动状态(流向、流量)的混乱,最终造成同行程上半段阻尼与下半段阻尼非一致性问题的出现。

本文基于以上几种连通结构形式,设计了一种用于多轴车辆的互连式半主动油气悬架,在建立系统数学模型的基础上,以压缩行程为例,对同行程阻尼非一致性问题做了透彻分析。文章分为以下几部分:液压系统结构原理的分析、液压系统数学模型的建立、阻尼非一致性问题分析、结论。

1 液压系统结构及原理

针对某四轴车辆设计了一种互连式油气悬架,一二桥之间连通,三四桥之间连通,一二桥液压系统与三四桥液压系统相同,以一二桥液压系统为例进行说明。如图1所示,一二桥油气悬架液压系统可分为4个油缸、左侧液压集成块、右侧液压集成块、中央液压集成块4部分。1L、1R、2L、2R分别为一桥左侧油缸、一桥右侧油缸、二桥左侧油缸、二桥右侧油缸。左侧液压集成块包括2条压缩油路的阻尼阀组(溢流阀 F-V11、F-V21,单向节流阀 T-V11、T-V21)、蓄能器(A11、A21)和开关阀(两位两通电磁阀 V11、V21、S-V11、S-V21,两位3通电磁阀 C-V11、C-V21);右侧液压集成块相同;中央液压集成块中不同之处是用比例溢流阀代替溢流阀。

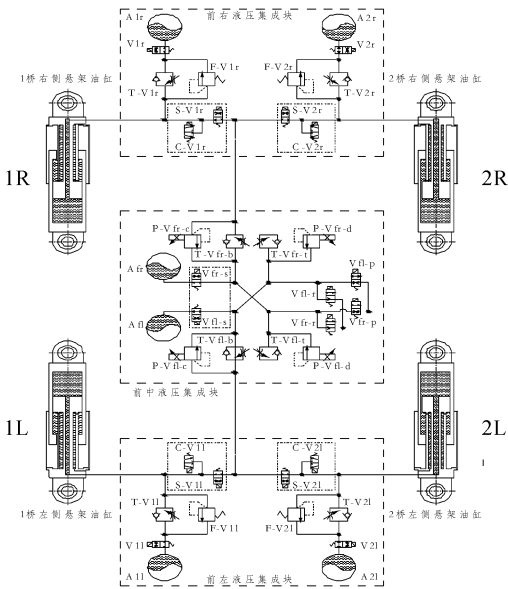


图1 互连式油气悬架液压回路

同桥左侧油缸上下腔与右侧油缸上下腔交叉连通,结构形式相当于抗侧倾油气悬架;一二桥同侧油缸上下腔对应连通,结构形式相当于平衡式油气悬架。图中黑色实线为油缸

下腔(压缩腔)油路,绿色实线为油缸上腔(伸张腔)油路。左侧油缸下腔分别通过3条油路与侧边液压集成块、中央液压集成块连通,油液经3条油路分别流入3个蓄能器,且与右侧油缸上腔连通;右侧同理。

为了研究单个悬架系统的阻尼特性,把其他3个油缸隔离,只让单独一个油缸油路导通,则单油缸作动油路图可简化为图2所示。油缸下腔油液分别通过3条油路(图中红实线所示)与3个蓄能器连通,蓄能器容积、预充气压力都相同,其中A1r支路与A2r支路阻尼阀组完全相同,而Afr支路所使用的比例溢流阀 P-Vfr-c 要比另外2条支路的溢流阀流量压降梯度小,即 Afr 支路的阻尼大。

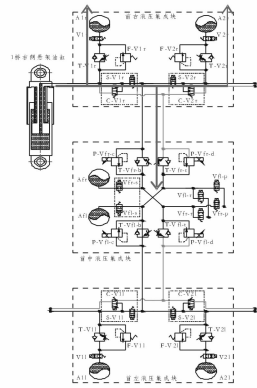


图2 单油缸作动油路图

2 液压系统数学模型

本节对系统中的蓄能器及产生阻尼的节流阀、单向阀、比例溢流阀进行数学建模,给出流量压差关系式,然后根据油路连通关系给出单缸作动油路数学模型。首先给出一些假设^[4]:①油液是不可压缩的;②忽略温度对油液特性的影响;③系统无泄漏。

2.1 蓄能器数学模型

蓄能器内所充的不活泼气体为氮气,当压力变化范围较小、实际工作温度变化较小时,可将其按照理想气体进行处理^[5]。在快速加载时,可以把它看成一个绝热过程,可取气体多变指数为 $r=1.4$;当缓慢加载时,把它看成一个等温过程,可取气体多变指数为 $r=1.0$,在实际过程中,可以认为气体状态方程介于绝热和等温之间, $r=1.2 \sim 1.3$ ^[6]。考虑到越野车行驶工况复杂,所用油气悬架工作环境恶劣,所以应用实际气体状态方程来描述其性质比较合适。

应用 R-K 状态方程^[7],由于油气弹簧由初始状态压缩到静平衡位置过程中,速度较小,可认为是一个等温过程,气体多变指数 $r=1$ 。

$$\begin{cases} m_s g = p_b \frac{1}{4} \pi d_d^2 \\ p_0 V_0 = p_b V_b \\ V = V_b - \int_0^t Q dt \\ p V^r = p_b V_b^r \end{cases} \quad (1)$$

由式(1)化简得蓄能器内气体任意时刻的压力为:

$$p = \frac{4m_s g \left(\frac{\rho_0 V_0 \pi d_d^2}{\pi d_d^2 \left(\rho_0 V_0 \pi d_d^2 - 4m_s g \int_0^t Q dt \right)} \right)^r \quad (2)$$

式(1)、(2)中: m_s 为单悬架簧载质量; d_d 为油缸下腔活塞直径; p_0 为蓄能器初始充气压力; V_0 为蓄能器初始体积; p_b 为静平衡状态蓄能器内气体压力; V_b 为静平衡状态蓄能器内气体体积; p 为任意时刻蓄能器内气体压力; V 为任意时刻蓄能器内气体体积; Q 为蓄能器与油管接口处的油液流量; r 为气体多变指数。

2.2 节流阀数学模型

节流阀相当于一个常通孔,根据伯努利方程推导得到常通孔流量压差关系为^[8,9]:

$$Q_t = C_d \frac{1}{4} \pi d_t^2 \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (3)$$

式(3)中: Q_t 为流过常通孔的流量; C_d 为流量系数; d_t 为常通孔直径; Δp 为常通孔两端的压差; ρ 为油液密度。

2.3 单向阀数学模型

单向阀可以当作一个具有预紧弹簧的锥阀来建模,如图3所示。由于阀芯的结构是对称的,所以,理想状态下液体流速、压力沿径向对称分布,只需研究阀芯径向受力^[10-12]。将单向阀的动作简化为“闭合”和“开度最大”2个状态。

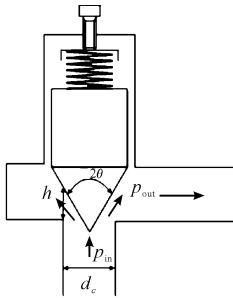


图3 单向阀锥阀物理模型示意图

当阀口处于开阀临界状态时, $h=0$;当阀口开度最大时, $h=h_{\max-c}$ 。因此可得开阀压力和阀口开度最大时的压差表达式。

对于锥阀形成的环面孔,同样有流量压差关系式

$$Q_c = C_d \pi d_c h \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (4)$$

则得到单向阀的流量压差关系式为

$$Q_c = \begin{cases} 0; & \Delta p < \frac{4kh_0}{\pi d_c^2} \\ C_d \pi d_c h_{\max-c} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}; & \Delta p \geq \frac{4kh_0}{\pi d_c^2} \end{cases} \quad (5)$$

式(4)、(5)中: Q_c 为流过单向阀的流量; C_d 为流量系数; d_c 为单向阀阀口直径; Δp 为单向阀两端的压差; ρ 为油液密度; k 为预紧弹簧刚度; h_0 为弹簧预压缩量; h 为单向阀阀口开度; $h_{\max-c}$ 为单向阀最大开度。

2.4 溢流阀数学模型

溢流阀仍然可以采用锥阀数学模型,溢流阀动作同样

存在2种状态:“闭合”、“开度最大”。因此,溢流阀流量压差数学模型可表达为:

$$Q_r = \begin{cases} 0; & \Delta p < \frac{4kh_0}{\pi d_r^2} \\ C_d \pi d_r h_{\max-r} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}; & \Delta p \geq \frac{4kh_0}{\pi d_r^2} \end{cases} \quad (6)$$

式(6)中: Q_r 为流过溢流阀的流量; C_d 为流量系数; d_r 为比例溢流阀阀口直径; Δp 为比例溢流阀两端的压差; ρ 为油液密度; k 为预紧弹簧刚度; h_0 为弹簧预压缩量; $h_{\max-r}$ 为溢流阀最大开度。

2.5 液压系统数学模型

根据油路连通关系,基于各个阀的数学模型,以单油缸压缩行程为例,建立压缩行程阻尼数学模型。由于其他3个油缸的油路都隔离,只让一个油缸动作,因此单缸压缩行程油路可简化为如图4所示,油缸下腔(压缩腔)内的油液经3条油路分别流入3个蓄能器,蓄能器内气体任意时刻的压力数学模型在3.1中已给出;3条油路中的阀组所包括的各个阀的数学模型在3.2~3.4已给出;3条油路总的流量等于油缸下腔排除油液的流量。

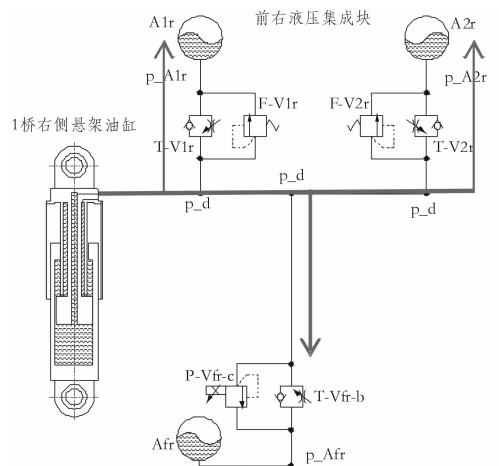


图4 单油缸压缩行程油路

A1r支路阻尼数学模型为:

$$\begin{cases} Q_{t-A1r} = C_d \frac{1}{4} \pi d_t^2 \sqrt{\frac{2(p_d - p_{A1r})}{\rho}} \\ Q_{c-A1r} = 0 \\ Q_{r-A1r} = C_d \pi d_r h_{\max-r} \sqrt{\frac{2(p_d - p_{A1r})}{\rho}} \\ Q_{A1r} = Q_{t-A1r} + Q_{c-A1r} + Q_{r-A1r} \\ p_{A1r} = \frac{4m_s g \left(\frac{\rho_0 V_0 \pi d_d^2}{\pi d_d^2 \left(\rho_0 V_0 \pi d_d^2 - 4m_s g \int_0^t Q_{A1r} dt \right)} \right)^r \end{cases} \quad (7)$$

式(7)中: Q_{t-A1r} 为A1r支路节流阀的流量; Q_{c-A1r} 为A1r支路单向阀的流量; Q_{r-A1r} 为A1r支路溢流阀的流量; Q_{A1r} 为A1r支路总的流量; p_d 为油缸下腔的压力; p_{A1r} 为蓄能器A1r内气体的压力。

同理得 A2r 支路阻尼数学模型为:

$$\begin{cases} Q_{t-A2r} = C_d \frac{1}{4} \pi d_t^2 \sqrt{\frac{2(p_d - p_{A2r})}{\rho}} \\ Q_{c-A2r} = 0 \\ Q_{r-A2r} = C_d \pi d_r h_{\max-r} \sqrt{\frac{2(p_d - p_{A2r})}{\rho}} \\ Q_{A2r} = Q_{t-A2r} + Q_{c-A2r} + Q_{r-A2r} \\ p_{A2r} = \frac{4m_s g}{\pi d_d^2} \left(\frac{p_0 V_0 \pi d_d^2}{p_0 V_0 \pi d_d^2 - 4m_s g \int_0^t Q_{A2r} dt} \right)^r \end{cases} \quad (8)$$

式(8)中: Q_{t-A2r} 为 A2r 支路节流阀的流量; Q_{c-A2r} 为 A2r 支路单向阀的流量; Q_{r-A2r} 为 A2r 支路溢流阀的流量; Q_{A2r} 为 A2r 支路总的流量; p_d 为油缸下腔的压力; p_{A2r} 为蓄能器 A2r 内气体的压力。

同理得 Afr 支路阻尼数学模型为:

$$\begin{cases} Q_{t-Afr} = C_d \frac{1}{4} \pi d_t^2 \sqrt{\frac{2(p_d - p_{Afr})}{\rho}} \\ Q_{c-Afr} = 0 \\ Q_{r-Afr} = C_d \pi d_r h_{\max-r} \sqrt{\frac{2(p_d - p_{Afr})}{\rho}} \\ Q_{Afr} = Q_{t-Afr} + Q_{c-Afr} + Q_{r-Afr} \\ p_{Afr} = \frac{4m_s g}{\pi d_d^2} \left(\frac{p_0 V_0 \pi d_d^2}{p_0 V_0 \pi d_d^2 - 4m_s g \int_0^t Q_{Afr} dt} \right)^r \end{cases} \quad (9)$$

式(9)中: Q_{t-Afr} 为 Afr 支路节流阀的流量; Q_{c-Afr} 为 Afr 支路单向阀的流量; Q_{r-Afr} 为 Afr 支路溢流阀的流量; Q_{Afr} 为 Afr 支路总的流量; p_d 为油缸下腔的压力; p_{Afr} 为蓄能器 Afr 内气体的压力。

然后, A1r、A2r、Afr 3 条支路的流量之和等于油缸下腔所排出油液的流量,即:

$$Q_{A1r} + Q_{A2r} + Q_{Afr} = \dot{x}_p \frac{1}{4} \pi d_d^2 \quad (10)$$

式(10)中: \dot{x}_p 为油缸活塞的速度。

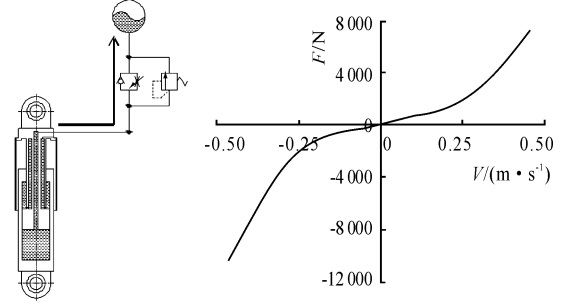
联立式(7)~式(10),观察各式,很难给出一个表达式;利用 Matlab/Simulink 进行建模求解。

3 阻尼非一致性仿真分析

对于单缸但蓄能器油路,如图 5(a)所示,由于油缸只有一条油路与一个蓄能器连通,所以对于压缩行程的上半段(从静平衡位置到最高点)和下半段(从最低点到静平衡位置),油液流过阀组产生的压差是一样的,流入蓄能器内的油液体积也是一样的,压缩行程的上半段和下半段是完全相同的,所以阻尼特性曲线是重合的一条曲线,如图 5(b)所示。

为了研究互连式油气悬架同行程阻尼不一致性问题,下面做 2 种情况下的仿真进行对比:① 3 条支路阀组中的每个阀设定完全相同的参数;② Afr 支路设定较大的阻尼。根据数学模型公式,利用软件 Matlab/Simulink 进行建模仿真分析,第一种情况仿真所用参数如表 1 所示,第二种情况仿真

所用参数如表 2 所示。



(a) 单缸单蓄能器
油气悬架

(b) 阻尼特性曲线

图 5 单缸单蓄能器油气悬架液压回路简图
及阻尼特性曲线

表 1 第一种情况的仿真参数

参数	数值
油液密度 $\rho / (\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	850
流量系数 C_d	0.62
节流阀直径 d_{t-A1r} 、 d_{t-A2r} 、 d_{t-Afr} / m	0.007
单向阀直径 d_{c-A1r} 、 d_{c-A2r} 、 d_{c-Afr} / m	0.01
溢流阀直径 d_{r-A1r} 、 d_{r-A2r} 、 d_{r-Afr} / m	0.006
单向阀最大开度 $h_{\max-c} / \text{m}$	0.003
溢流阀最大开度 $h_{\max-r} / \text{m}$	0.002 5
油缸下腔活塞直径 d_d / m	0.115
簧载质量 m_s / kg	2 957
蓄能器初始充气压力 p_0 / bar	35
蓄能器初始体积 V_0 / L	1.4
气体多变指数 r	1.3

表 2 第二种情况的仿真参数

参数	数值
油液密度 $\rho / (\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	850
流量系数 C_d	0.62
A1r、A2r 节流阀直径 d_{t-A1r} 、 d_{t-A2r} / m	0.007
Afr 节流阀直径 d_{t-Afr} / m	0.005
单向阀直径 d_{c-A1r} 、 d_{c-A2r} 、 d_{c-Afr} / m	0.01
A1r、A2r 溢流阀直径 d_{r-A1r} 、 d_{r-A2r} / m	0.006
Afr 溢流阀直径 d_{r-Afr} / m	0.004
单向阀最大开度 $h_{\max-c} / \text{m}$	0.003
溢流阀最大开度 $h_{\max-r} / \text{m}$	0.002 5
油缸下腔活塞直径 d_d / m	0.115
簧载质量 m_s / kg	2 957
蓄能器初始充气压力 p_0 / bar	35
蓄能器初始体积 V_0 / L	1.4
气体多变指数 r	1.3

2组参数的区别在于,Afr支路减小了节流阀和溢流阀的开度,即增大了Afr支路的阻尼。给油缸加一个正弦激励信号,如表3所示。下面比较仿真结果,如图6所示。

表3 油缸位移激励信号

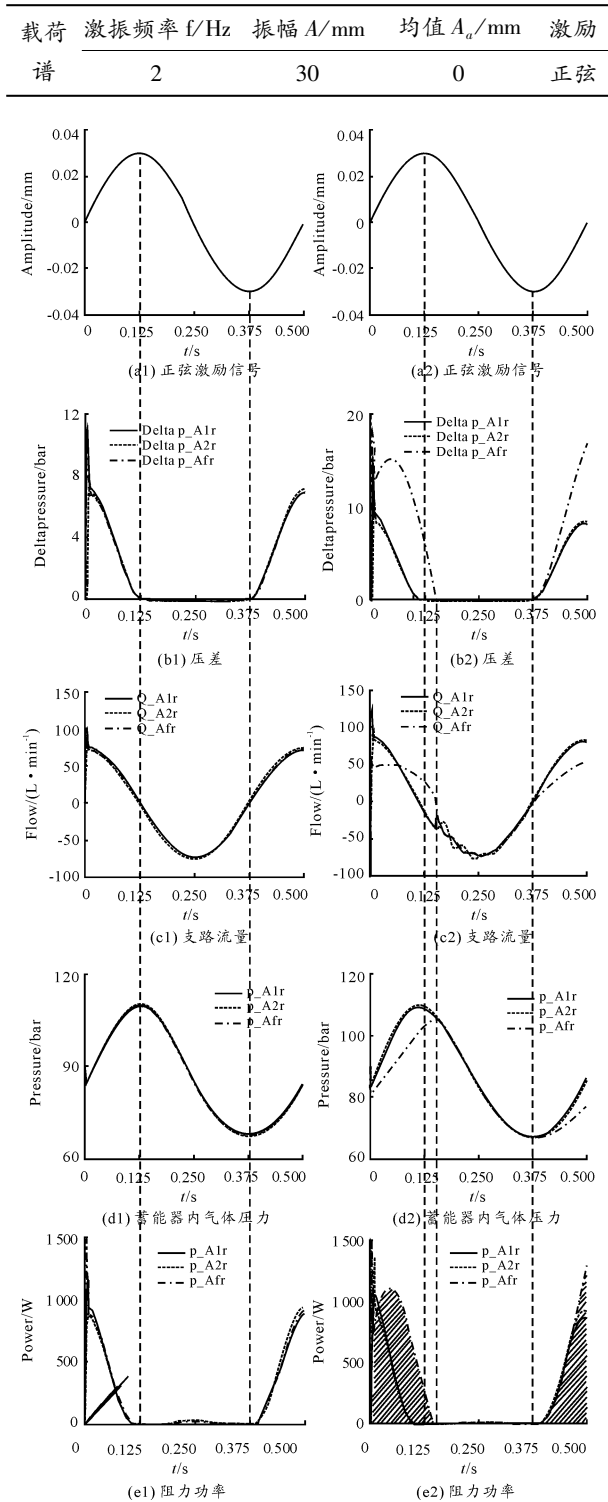


图6 同行程阻尼非一致性系统参数对比

其中,图6(a1)~6(e1)为第一种情况下的系统特性,3条支路所有参数设定相同的值;图6(a2)~6(e2)为第二种情况下的系统特性,Afr支路阻尼阀设定较小的开度,相比

A1r和A2r支路具有更大的阻尼。图6(a1)、6(a2)为正弦激励信号;图6(b1)、(b2)为阀组两端压差;图6(c1)、(c2)为蓄能器内气体压力;图6(d1)、(d2)为流过各阀组的流量;图6(e1)、(e2)为各阀组阻尼功率。

由于所选激励信号频率为2 Hz,所以,横坐标时间0.5 s代表一个周期。0~0.125 s区间,油缸活塞从静平衡位置运动到最高点,即压缩行程的上半段;0.125~0.375 s区间,油缸活塞从最高点运动到最低点,即整个压缩行程;0.375~0.5 s区间,油缸活塞从最低点运动到静平衡位置,即压缩行程的下半段。

如图6左边一列各图,当图6(a1)中激励信号走到0.125 s时(图中红色竖直虚线所示),油缸活塞从静平衡位置运动到最高点,此时活塞速度为零;图6(b1)中3条支路阀组两端压差变为零;图6(c1)中各油路的油液流量也为零;流入各蓄能器内的油液体积达到最大值,即蓄能器内气体体积被压缩到最小值,因此看图6(d1)中3个蓄能器内气体压力达到最大值;图6(e1)中蓝色阴影部分的面积表示阻尼阀组阻止油液的流动所做的功,可以看出3条支路的阻尼功基本相同,且压缩行程上半段的阻尼功(A部分的面积)与压缩行程下半段阻尼功(B部分的面积)相差很小,基本相等。说明当与油缸各支路的阻尼相同时,各条支路流过的流量是相同且同步的,各蓄能器的体积和压力变化也是相同且同步的,各条支路对悬架阻尼的贡献是相同的,压缩行程的上半段与下半段是对称的。

再看图6右边一列各图,当图6(a2)中激励信号走到0.125 s时,油缸活塞从静平衡位置运动到最高点,此时活塞速度为零;但是,由于Afr支路与其他2条支路的阻尼不同,则图6(b2)中油液流过3条支路,在Afr支路阀组两端产生的压降较大,即压差较大;图6(c2)中流过Afr的油液流量要小于A1r和A2r支路;流入蓄能器Afr的油液体积要小于其他2个蓄能器,蓄能器Afr内气体受压缩量要小于其他2个蓄能器,则0.125 s时图6(d2)中蓄能器内气体的压力小于A1r和A2r内气体的压力;0.125 s时当由压缩行程变为伸张行程时,由于蓄能器Afr内气体压力低于蓄能器A1r和A2r内气体的压力,所以伸张行程开始时,Afr内的油液不但没有往油缸内流,反倒蓄能器A1r和A2r内的一部分油液往蓄能器Afr内流,(c2)中Afr支路的流量(图中蓝色曲线)仍然为正值,也说明了伸张行程开始时仍然有油液往蓄能器Afr内流入,图6(d2)中直到某一时刻 t 时(图中蓝色竖直虚线所示),Afr蓄能器内气体压力与其他2个蓄能器内气体压力相等时,3条支路的油液才全部往油缸内流动。由于3条油路阻尼的不同,造成油液流入各蓄能器内体积的不同及时间的不同步,伸张行程开始时,Afr支路油液的流向仍然没有发生改变,相当于伸张行程开始时,Afr支路产生的仍然是压缩阻尼,图6(e2)中压缩行程上半段(A部分的面积)的阻尼功明显大于下半段的阻尼功(B部分的面积),这样就造成了压缩阻尼的上半段与下半段阻尼的不对称性。

图7为2种情况下阻尼曲线对比,黑色曲线为第一种情况的阻尼力曲线,红色曲线为第二种情况的阻尼力曲线。可以看出,当3条支路参数设定相同时,压缩行程2条曲线之间所包括的面积小,即压缩行程上半段与下半段阻尼的非一

致性较弱;当增大 Afr 支路的阻尼时,造成了各条油路油液流动的体积的不同及方向的不同步,压缩行程 2 条曲线之间所包括的面积较大,即压缩行程上半段与下半段阻尼的非一致性较强。

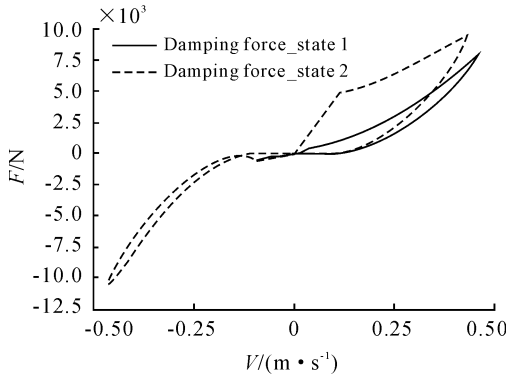


图7 2种情况下的阻尼力曲线对比

若再继续将 Afr 支路阻尼阀的开度调小一些,所选用参数如表 4 所示,Afr 支路与 A1r、A2r 支路的阻尼差别变的更大,3种情况的阻尼力曲线对比如图 8 所示,黑色曲线为第一种情况的阻尼力曲线,红色曲线为第二种情况的阻尼力曲线,蓝色曲线为第三种情况的阻尼力曲线。由曲线可知,各条支路的阻尼差别越大,同行程阻尼的不一致性越严重。

表4 第三种情况的仿真参数

参数	数值
油液密度 $\rho / (\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	850
流量系数 C_d	0.62
A1r、A2r 节流阀直径 $d_{t-A1r}、d_{t-A2r} / \text{m}$	0.007
Afr 节流阀直径 d_{t-Afr} / m	0.004
单向阀直径 $d_{c-A1r}、d_{c-A2r}、d_{c-Afr} / \text{m}$	0.01
A1r、A2r 溢流阀直径 $d_{r-A1r}、d_{r-A2r} / \text{m}$	0.006
Afr 溢流阀直径 d_{r-Afr} / m	0.003 5
单向阀最大开度 $h_{\max-c} / \text{m}$	0.003
溢流阀最大开度 $h_{\max-r} / \text{m}$	0.002 5
油缸下腔活塞直径 d_d / m	0.115
簧载质量 m_s / kg	2 957
蓄能器初始充气压力 p_0 / bar	35
蓄能器初始体积 V_0 / L	1.4
气体多变指数 r	1.3

4 结论

本文就互连式油气悬架同行程上下半段的阻尼不一致性进行了研究,经建模和仿真分析,可得到以下结论:

1) 对于单缸单蓄能器连通形式的油气悬架,同一行程的上半段阻尼力与下半段阻尼力是相同的,不存在同行程阻尼非一致性的问题。

2) 对于单缸多蓄能器多油路连通形式的油气悬架,同一行程的上半段阻尼力与下半段阻尼力是不重合的,存在同

行程阻尼力非一致性问题。

3) 多支路连通形式的油气悬架存在同行程阻尼力非一致性问题,是由各支路的阻尼不同所引起的。

4) 各支路阻尼差别越大,同行程阻尼非一致性问题越严重。

对同行程阻尼力非一致性问题研究,为互连式油气悬架阻尼半主动控制提供了一个问题性指引,这是阻尼控制时必须要考虑的问题。

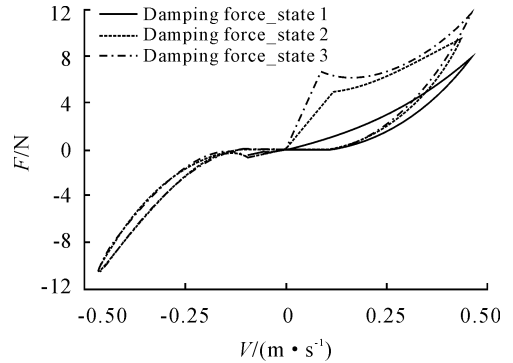


图8 3种情况下的阻尼力曲线对比

参考文献:

- [1] 陈家瑞. 汽车构造[M]. 北京:机械工业出版社,2002: 242-244.
- [2] 王勋,陈思忠. 油气悬架外置机械感应阻尼阀特性研究[J]. 机械设计与制造,2011(7):80-82.
- [3] Yang Lin, Zhang Junwei & Chen Sizhong. Research on hydro-pneumatic balanced suspension of multi-spindled vehicle[J]. Applied Mechanics and Materials,2011,66-68: 855-861.
- [4] 杨杰,陈思忠,吴志成,等. 一种新型阻尼可调油气悬架的设计与试验[J]. 液压与气动,2008(9):34-37.
- [5] 吴仁智. 油气悬架系统动力学建模仿真和试验研究[D]. 杭州:浙江大学,2000.
- [6] Yoshimura T, Emoto Y. Steering and suspension system of a full car model using fuzzy reasoning based on single input rule modules[J]. Int. J. of Vehicle Autonomous Systems, 2003,1(2):237-246.
- [7] 曾丹苓,教越. 工程热力学[M]. 北京:高等教育出版社,2002.
- [8] 路甬祥. 液压与气动技术手册[M]. 北京:机械工业出版社,2002.
- [9] 张军伟,陈思忠,吴志成,等. 刚度和阻尼均可调的油气悬架设计与试验[J]. 汽车工程学报,2013,3(2):106-112.
- [10] 杨杰,陈思忠,吴志成,等. 油气悬架可控刚度阻尼设计与试验[J]. 农业机械学报,2008,39(10):11-24.
- [11] 杨杰. 基于油气悬架的阻尼可调技术研究[D]. 北京:北京理工大学,2009.
- [12] 赵玉壮. 油气悬架非线性特性及其阻尼控制策略研究[J]. 北京:北京理工大学,2011.