

文章编号:1671-8879(2015)01-0127-07

# 胶泥缓冲器与履带车辆悬挂系统的动力学匹配

徐忠四<sup>1</sup>, 苏铁熊<sup>1</sup>, 刘卫新<sup>2</sup>

(1. 中北大学 机电工程学院, 山西 太原 030051;

2. 北方自动控制技术研究所, 山西 太原 030006)

**摘要:**为了改善履带车辆被动悬挂系统在各种路面的平稳性,设计了一款具有单向节流阀结构的新型的粘弹性胶泥缓冲器。分析了胶泥缓冲器在履带车辆悬挂系统中的 4 种匹配方案,确定了第 1 负重轮垂直振动加速度和相对动行程作为履带车辆行驶平稳性的评价指标。对履带车辆悬挂系统建立了动力学仿真模型和相应的动力学方程,对不同匹配方案在路况较差的 E、F 级路面和车速为 30 km/h 的条件下进行了仿真分析。研究结果表明:随着阻尼比的增加,第 1 负重轮垂直振动加速度先减小然后再增加,第一负重轮相对动行程逐渐减小;在车速和路况给定的条件下,存在一个使车体垂直振动最小的最佳阻尼比,最佳阻尼比取决于路况和胶泥缓冲器的匹配方案这 2 个影响因素;并且确定了最佳阻尼比的调控范围是 0.05~0.20,最终确定了 1-2-6 匹配方案是胶泥缓冲器的最佳匹配方案。研究为胶泥材料的配方和胶泥缓冲器的优化设计及提高车辆的行驶平稳性提供了理论指导。

**关键词:**汽车工程;胶泥缓冲器;履带车辆;悬挂系统;阻尼比;行驶平稳性

**中图分类号:**U463      **文献标志码:**A

## Dynamics matching between elastomer damper and tracked vehicle suspension system

XU Zhong-si<sup>1</sup>, SU Tie-xiong<sup>1</sup>, LIU Wei-xin<sup>2</sup>

(1. School of Mechatronic Engineering, North University of China, Taiyuan 030051, Shanxi, China;

2. North Automatic Control Technology Research Institute, Taiyuan 030006, Shanxi, China )

**Abstract:** In order to improve the riding comfort of passive suspension system for the tracked vehicles in all kinds of roads, a new viscoelastic elastomer damper with one-way throttle valve structure was designed. Four matching schemes between the elastomer damper and tracked vehicle suspension system were analyzed, and vertical vibration acceleration and relative dynamics stroke of the first loading wheels were defined as the evaluating indicators of tracked vehicle's riding comfort. A dynamics simulation model and dynamics formula on tracked vehicle's suspension system was built, and different matching schemes on the E or F Grade road condition at the speed of 30 km/h were analyzed and compared. The simulation results show that with the increase of the damping ratio, the vertical vibration acceleration of the first loading wheels decreases at first and then increases, but the relative dynamics stroke of the first loading wheels decreases gradual-

收稿日期:2014-09-12

基金项目:国家自然科学基金项目(50976108)

作者简介:徐忠四(1977-),男,湖北咸宁人,讲师,工学博士,E-mail:xuzhongsi@126.com。

ly. At a given speed and road conditions, there exists a best damping ratio which makes the vehicle body's vertical vibration minimize, and the best damping ratio depends on the load conditions and the elastomer damper's matching schemes. The adjusting range of the best damping ratio is determined from 0.05 to 0.2. Finally, the best matching scheme of elastomer damper is 1-2-6 matching scheme. The research provides theoretical guidance for the formula of elastomer material, the optimal design of elastomer damper and the improvement of tracked vehicle's riding comfort. 4 tabs, 11 figs, 18 refs.

**Key words:** automobile engineering; elastomer damper; tracked vehicle; suspension system; damping ratio; riding comfort

## 0 引言

履带车辆负重轮上下运动的垂直行程是影响车辆机动性能的一个重要因素,缓冲器的作用是限制负重轮的垂直动行程,保护悬挂系统不受损伤<sup>[1-2]</sup>。为了保护悬挂系统正常工作,需要缓冲器吸收较大的冲击动能,限制负重轮的垂直动行程,减少刚性撞击时的碰撞力;另一方面,为了提高履带车辆在恶劣路面的行驶平稳性,需要在悬挂系统的限制器上匹配缓冲器,使悬挂系统具有理想的非线性特性,从而提高车辆的越野性能和改善乘坐舒适性<sup>[3]</sup>。

传统履带车辆用的缓冲器用金属弹簧、橡胶和液压油作为缓冲器减振介质<sup>[4]</sup>。金属弹簧为第一代产品,该类缓冲器的优点是性能不受温度的影响,但是因为弹簧的自重大、磨损快、使用寿命短、储能特性好而耗能特性差而被淘汰;橡胶作为第二代产品,由于缓冲器的动态性能受温度变化太敏感,吸收能量不大等缺点已经基本被淘汰;液压油作为第三代产品,也有阻抗力难以提高、密封性能差、回程速度慢、可靠性差、成本高等缺点<sup>[5-7]</sup>。这就要求必须研制出性能更好的缓冲器来替代原来的产品,而粘弹性胶泥缓冲器就是目前最佳的选择。粘弹性胶泥缓冲器克服了上述 3 种缓冲器的缺点,并兼具液压缓冲器粘滞耗能和橡胶缓冲器弹性储能的优点,是一种理想的温度不敏感性、高阻抗性的缓冲器<sup>[8]</sup>。

国外对胶泥缓冲器的研究始于 20 世纪 60 年代,法国 Jarret 公司的产品容量为 0.05~3 000 kJ,行程为 1~200 mm,主要应用于铁道车辆间连接缓冲的车钩缓冲器<sup>[9-10]</sup>。中国在 20 世纪 80 年代进口军舰上发现了胶泥缓冲器,用来缓和舰炮的冲击<sup>[11]</sup>。1994 年 10 月,铁道部四方所与波兰 KAMAK 公司以及华沙铁道科学院进行胶泥缓冲器方面的技术交流,专门开发铁路用车钩缓冲器,由于

胶泥材料的配方及改性等核心技术仍然由外方掌握,所以胶泥缓冲器产品的研制进展较慢<sup>[12-14]</sup>。

把粘弹性胶泥缓冲器应用到高速履带车辆悬挂系统中,是一项重大的技术突破。装有粘弹性胶泥缓冲器的履带车辆与随机性道路构成了一类随机非线性问题,本质是研究非线性时滞动力系统随机最优控制问题<sup>[15-16]</sup>。非线性时滞动力系统的本构关系呈现明显的非光滑、强非线性特性,无法确定胶泥缓冲器的阻尼的变化规律,对其动力学行为的研究非常困难<sup>[3,17-18]</sup>。为此,本文通过建立安装了胶泥缓冲器的悬挂系统的仿真模型确定胶泥缓冲器的最佳阻尼比的调控范围,研究胶泥缓冲器与履带车辆悬挂系统的动力学匹配问题,使履带车辆在各种路面条件和各种车速下,都能够与胶泥缓冲器实现良好的动力学匹配;同时,指导胶泥材料的配方和胶泥缓冲器的优化设计,分析不同布置方案对车辆平稳性的影响,从而为提高车辆的平稳性提供理论指导。

## 1 粘弹性胶泥缓冲器的设计

由于本文所用胶泥缓冲器主要应用在承受密集冲击的履带车辆上,要求该缓冲器的承压件有一定的回弹速度来承受连续冲击,这与通常应用场合的缓冲器是不同的。因此,本文主要考虑应用与冲击环境而选择单出杆式缓冲器,如下页图 1 所示。胶泥缓冲器主要由缸体、活塞、活塞杆、缸盖组件、注泥部件及密封装置组成。

为了缓冲器可以承受更大的冲击载荷,同时增大缓冲器的容量,本文将缓冲器活塞上的节流孔改为能使胶泥单向流动的单向节流阀的结构,如下页图 2 所示。该单向节流阀结构使得胶泥缓冲器在承受冲击力时,具有进程阻抗力更大、回程速度更快的优点。

胶泥缓冲器的活塞结构中包含 8 个等间距分布圆孔,这 8 个圆孔作用是单向阀,当活塞杆带着活塞

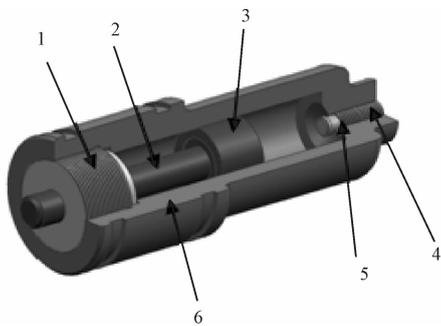


图 1 胶泥缓冲器的结构

Fig. 1 Structure profile of elastomer damper

注:1-缸盖;2-活塞杆;3-活塞;4-注泥部件;5-密封部件;6-缸体。

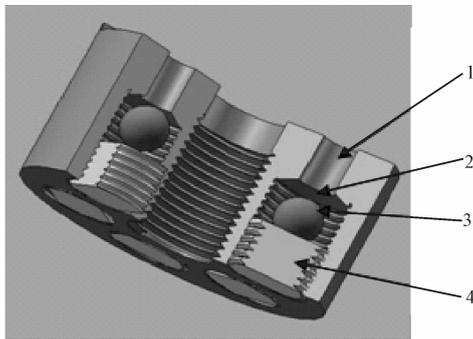


图 2 活塞结构

Fig. 2 Piston structure

注:1-圆孔;2-锥形斜面;3-钢球;4-螺纹堵头。

压入缓冲器缸体内时,钢球 3 被顶到锥形斜面 2 上,此时液体不流通,液体只有从活塞的侧面流过活塞。回程时,小球被顶开,液体流通。这样的单向阀的作用是为了实现在进程过程时增大作用面积,在压力不变的情况下产生更大的阻抗力,在回程过程时,增加阻尼通道的个数以实现回弹迅速的目的。

## 2 胶泥缓冲器在车辆悬挂系统中的匹配方案分析

胶泥缓冲器和减振器在履带车辆悬挂系统中的匹配方案有如下 4 种情况。

方案 1:第 1、2、6 位置负重轮的平衡肘上匹配有胶泥缓冲器和减振器,3、4、5 负重轮的平衡肘上只有减振器而没有匹配胶泥缓冲器。由于履带和各旋转副的摩擦作用,相应的子系统存在一定的阻尼,如图 3 所示。图中, $V$  为履带车辆的行驶速度; $X_b$ 、 $\varphi$ 、 $M_b$  分别为履带车辆的垂直位移、侧倾角度和簧上质量; $\{x_{t1}, x_{t2}, x_{t3}, x_{t4}, x_{t5}, x_{t6}\}^T$  为路面不平度输入位移向量; $\{x_{w1}, x_{w2}, x_{w3}, x_{w4}, x_{w5}, x_{w6}\}^T$  为悬挂系统垂直位移向量; $k_t$ 、 $c_t$  分别为负重轮的刚度和阻

尼; $m_{wi}$  ( $i=1,2,\dots,6$ ) 为悬挂系统的每个负重轮的簧下质量; $k_{si}$  ( $i=1,2,\dots,6$ ) 为簧上质量的刚度; $c_0$  为减振器的阻尼; $f_{di}$  ( $i=1,2,\dots,6$ ) 为安装上缓冲器的总阻尼力,下页图 4~图 6 中字母的含义与图 3 相同。考虑到布置方案的对称性,这种布置情况与 1、5、6 负重轮的平衡肘上匹配胶泥缓冲器和减振器对履带车辆动力学性能的影响是等效的,属于同一类布置方案,简称 1-2-6 匹配方案。

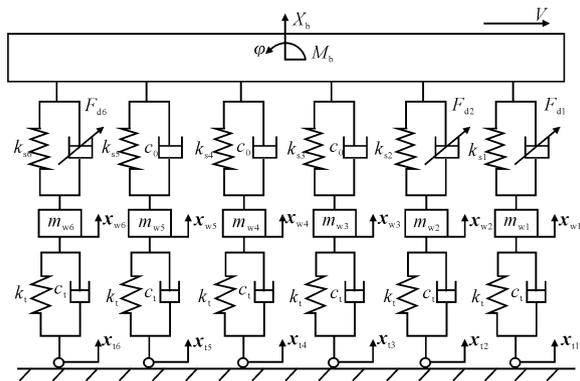


图 3 胶泥缓冲器在履带车辆悬挂系统中 1-2-6 匹配方案

Fig. 3 1-2-6 matching scheme of elastomer damper in the tracked vehicle's suspension system

方案 2:第 1、3、6 位置负重轮的平衡肘上匹配有胶泥缓冲器和减振器,其他位置只有减振器而没有匹配胶泥缓冲器,与第 1、4、6 属于同类布置方案,简称 1-3-6 匹配方案,如下页图 4 所示。

方案 3:第 1、2、4、6 负重轮的平衡肘上匹配有胶泥缓冲器和减振器,其他位置只有减振器而没有匹配胶泥缓冲器,与第 1、2、3、6,第 1、3、5、6,第 1、4、5、6 属于同类布置方案,简称 1-2-4-6 匹配方案,如下页图 5 所示。

方案 4:第 1、3、4、6 位置负重轮的平衡肘上匹配有胶泥缓冲器和减振器,其他位置只有减振器而没有匹配胶泥缓冲器,简称 1-3-4-6 匹配方案,如下页图 6 所示。

## 3 履带车辆平稳性的评价指标

履带车辆平稳性是保持车辆在行驶过程中乘员所处的振动环境具有一定舒适度的性能。车辆行驶的平稳性直接取决于悬挂系统的性能。履带车辆平稳性的评价指标主要有如下 2 个。

(1)车体垂直振动加速度的均方根值。这是乘员的舒适性指标,该值越小,舒适性越好;也是最典型的指标,指的是车辆在随机路面上直线行驶时,驾驶人座位处的加速度均方根值。对于本文中高速履

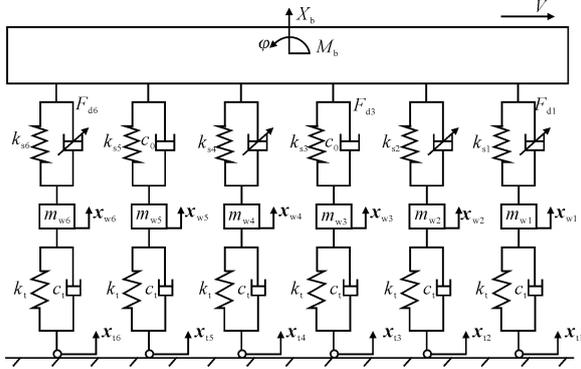


图4 胶泥缓冲器在履带车辆悬挂系统中1-3-6匹配方案

Fig. 4 1-3-6 matching scheme of elastomer damper in the tracked vehicle's suspension system

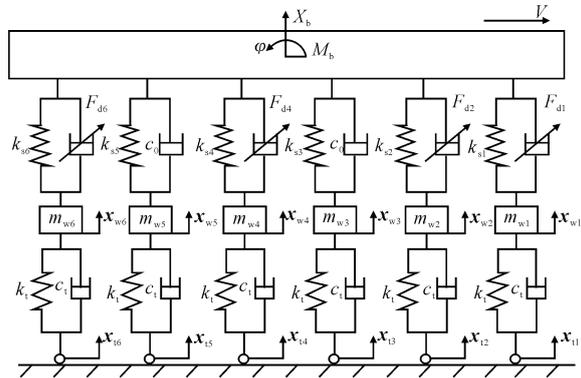


图5 胶泥缓冲器在履带车辆悬挂系统中1-2-4-6匹配方案

Fig. 5 1-2-4-6 matching scheme of elastomer damper in th tracked vehicle's suspension system

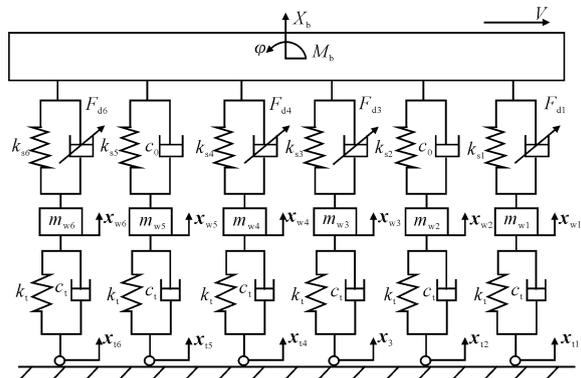


图6 胶泥缓冲器和在履带车辆悬挂系统1-3-4-6匹配方案

Fig. 6 1-3-4-6 matching scheme of elastomer damper in the tracked vehicle's suspension system

带车要求车辆质心加速度不能超过  $2.5g$  ( $g$  为重力加速度)。

(2)悬挂系统的动挠度。对于车辆的悬挂系统,其动行程是有限的,当悬挂系统的动挠度超过系统许用动行程时,就会出现悬挂系统导向机构平衡肘刚性撞击限位器(缓冲器),此时称为悬架击穿。对于缓冲可靠性,典型的性能指标是平衡肘相对于车体动倾角的均方根值。因此,对于悬挂系统的动挠度指标,其限制条件为不能超过履带车辆悬挂系统的设计许用行程。

鉴于第1负重轮的行驶条件最为恶劣,重点考察第1负重轮垂直振动加速度的均方根值和相对动行程的均方根值这2个评价指标。

### 4 不同方案的仿真结果比较与分析

履带车的实体建模包括两部分,车体和行动部分。在建立车体模型后,调用高速履带车辆工具包以完成车辆行动部件,例如负重轮、主动轮、诱导轮、履带、悬挂等的实体建模。并根据所研究车辆部件的实际参数对这些子模块赋初值,即可建立高速履带车辆的实体模型。表1~表3是有关车体零件的参数设置,表4是胶泥缓冲器的设计参数。

表1 整车总体的参数

Tab. 1 Vehicle overall parameters

参数	整车质量/kg	整车长度/mm	两履带间距离/mm	整车高度/mm
数值	55 000	7 230	2 970	2 346

表2 接触摩擦因数

Tab. 2 Touch friction coefficient

参数	主动轮与履带	负重轮与履带	诱导轮与履带	路面与履带
数值	0.65	0.8	0.8	0.75

表3 行动部分参数

Tab. 3 Movement parts' parameters

参数	履带厚度/mm	负重轮外径/mm	平衡肘初始匹配角/(°)	平衡肘静匹配角/(°)	车底距地高度/mm
数值	73	750	31.06	5.74	470

表4 胶泥缓冲器的基本设计参数

Tab. 4 Basic design parameters of elastomer damper

参数	活塞缸内径/mm	活塞直径/mm	活塞厚度/mm	活塞杆直径/mm	小孔直径/mm	小孔个数/个	活塞杆长度/mm
数值	45	44.3	20	12	4	8	80
参数	流动指数	活塞面积/mm <sup>2</sup>	胶泥稠度系数	胶泥初始容积/mm <sup>3</sup>	环隙/mm	胶泥密度/(kg·m <sup>-3</sup> )	最大工作行程/mm
数值	0.45	1213	$1.625 \times 10^7$	80 668	0.5	972	80

根据上面的参数,利用 recurdyn 软件建立图 7 所示的装有胶泥缓冲器的履带车辆悬挂系统 1-2-6 匹配方案的仿真模型。其他匹配方案的仿真模型就是在相应位置安装上胶泥缓冲器。

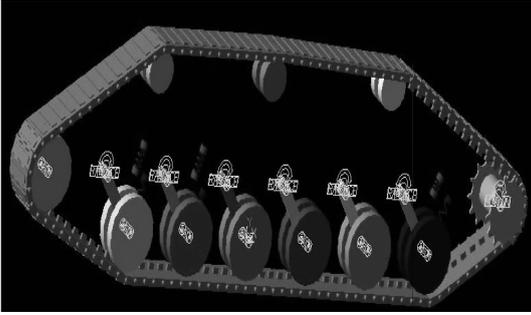


图 7 履带车辆悬挂系统 1-2-6 匹配方案的仿真模型

Fig. 7 1-2-6 matching scheme's simulation model of tracked vehicle's suspension system

由上述模型可推导出整车悬挂系统振动的动力学方程

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{z}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{z}} + \mathbf{K}\mathbf{z} = \mathbf{H}\mathbf{w}(t) \quad (1)$$

式中: $\mathbf{M}$ 为质量矩阵; $\mathbf{C}$ 为阻尼矩阵; $\mathbf{K}$ 为刚度矩阵; $\mathbf{H}$ 为扰动输入矩阵; $\mathbf{w}(t) = \{x_{t1}, x_{t2}, x_{t3}, x_{t4}, x_{t5}, x_{t6}\}^T$ 为路面不平度位移输入向量; $\mathbf{z} = \{x_b, \varphi, x_{w1}, x_{w2}, \dots, x_{w6}\}^T$ 为悬挂系统总的位移向量。

在路面不平度位移输入向量中,各轮激励同第 1 轮激励之间的关系仅存在一个时间延迟

$$x_{ri} = x \frac{l_i}{V} = x(t + \frac{l_i}{V}) = x(t + \Delta t_i) \quad (2)$$

式(2)中,时间延迟满足以下条件

$$t = \frac{l_c}{V}, \Delta t_i = \frac{l_i}{V} \quad (3)$$

式中: $x_{ri}$ 为第  $i$  负重轮与第 1 负重轮之间的径向位移; $l_c$ 为第 1 负重轮轮心与车体中心水平距离; $l_i$ 为各负重轮轮心与第 1 负重轮轮心之间水平距离。

令

$$2\xi_z \omega_z \tilde{\mathbf{C}} = \mathbf{M}^{-1} \mathbf{C} \quad (4)$$

$$\omega_z^2 \tilde{\mathbf{K}} = \mathbf{M}^{-1} \mathbf{K} \quad (5)$$

由式(1)、式(4)、式(5)可以得到

$$\mathbf{I}\ddot{\mathbf{z}} + 2\xi_z \omega_z \tilde{\mathbf{C}}\dot{\mathbf{z}} + \omega_z^2 \tilde{\mathbf{K}}\mathbf{z} = \alpha_m \beta_k \omega_z^2 \mathbf{H}\mathbf{w} \quad (6)$$

式中: $\mathbf{I}$ 为单位矩阵; $\omega_z = \sqrt{\frac{nk_s}{M_b}}$ 为车体垂向振动固有

频率; $\xi_z = \frac{\gamma c_s}{2M_b \omega_z}$ 为车体垂向振动阻尼比, $\gamma$ 为每侧

装有胶泥缓冲器的数量, $c_s$ 为履带车辆簧上质量的阻尼; $\alpha_m = \frac{k_1}{k_s}$ 为簧上质量与簧下质量的刚度比; $\beta_k =$

$\frac{M_b}{nm_w}$ 为簧上质量与簧下质量之比; $n$ 为车辆每侧负重轮数量。

从改善车辆振动状况的角度看,应该根据路况和车速选取适宜的悬挂系统的刚度和阻尼比,从理论上说明了负重轮撞击胶泥缓冲器时,相当于调节了悬挂系统的阻尼和刚度,胶泥缓冲器改变了履带车辆悬挂系统的工作特性,从而改善了车辆的乘坐舒适性。

本文用仿真结果分析和比较前面提到的 4 种匹配方案对履带车辆的平稳性的影响。

由于履带车辆行驶的路况条件较恶劣,因此选用路况差的 E、F 级路面进行计算,所用的车速为 30 km/s。

阻尼比在振动系统中具有直观的物理意义,可用不断增加阻尼比的方法考察阻尼变化对平稳性影响的规律。为此,把履带车辆悬挂系统没有安装上胶泥缓冲器时作简单垂直线性振动的临界阻尼比作为参考临界阻尼比,计算所用的阻尼比为履带车辆悬挂系统安装上胶泥缓冲器后其实际值与参考临界阻尼比之比。

由下页图 8、图 9 可以看出,就车体的垂直振动而言,第 1 负重轮的垂直振动的加速度对于不同的匹配方案具有相同的变化趋势。随着阻尼比的增加,振动加速度先减小然后再增加,表明存在一个使车体垂直振动最小的最佳阻尼比。在 E 级路面上,方案 1、2、3、4 的最佳阻尼比分别为 0.075、0.09、0.11、0.12,呈现一种逐步增加的趋势;在 F 级的路面上,方案 1、2、3、4 的最佳阻尼比分别为 0.12、0.14、0.16、0.18,也呈现一种逐步增加的趋势,但是增加的速度比 E 级路面快,说明在同样的路况条件下,方案 1、2、3、4 的最佳阻尼比逐渐增加,但是 F 级路面增加的速度比 E 级路面快;在方案 1 时 E 级路面上,最佳阻尼比为 0.07,在 F 级路面上,最佳阻尼比为 0.12。说明同一种匹配方案,路况越差,最佳阻尼比越大。综合以上分析得出,最佳阻尼比取决于路况和胶泥缓冲器与履带车辆悬挂系统的匹配方案这 2 个影响因素,车体的垂直振动量是路况和匹配方案的综合反映。因此,根据垂直振动量适当的调控阻尼,即振动量大时适当增加阻尼,振动量小时适当减小阻尼,将是提高车辆行驶平稳性的有效方案。

由下页图 10、图 11 可以看出,随着阻尼比的增

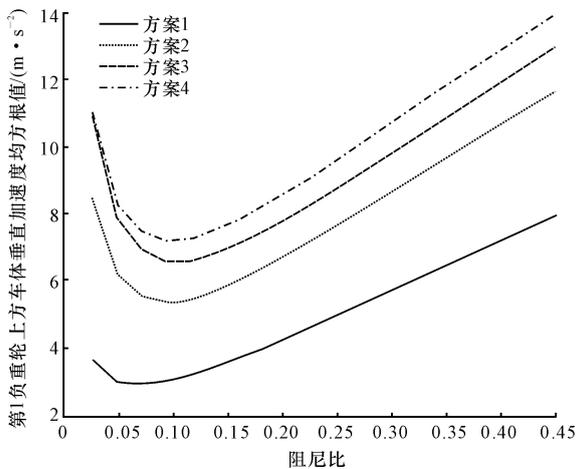


图8 E级路面第1负重轮上方车体垂直加速度均方根值

Fig.8 Vehicle body's vertical acceleration RMS value above the first load wheel on the E grade road surface

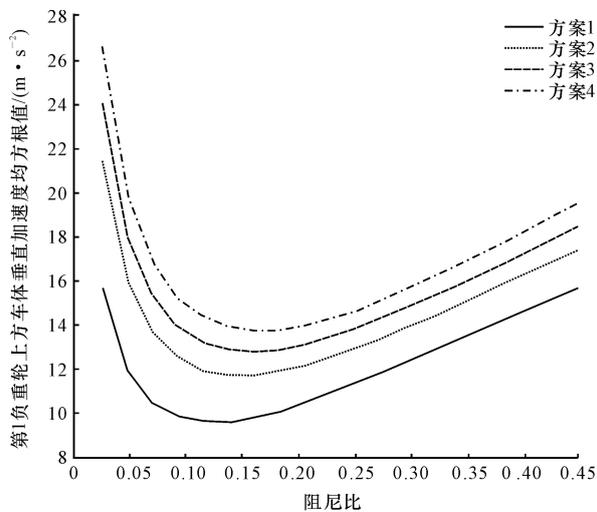


图9 F级路面第1负重轮上方车体垂直加速度均方根值

Fig.9 Vehicle body's vertical acceleration RMS value above the first load wheel on the F grade road surface

加,第1负重轮相对动行程逐渐减小,因此,阻尼比的增加有助于减小悬挂击穿的概率。在阻尼相同的情况下,方案1、2、3、4的相对动行程逐渐增加。

根据以上分析,第1种匹配方案,即减振器和胶泥缓冲器匹配在第1、2、6负重轮的平衡肘上方,使第1负重轮垂直振动加速度和相对动行程都比其他匹配方案小,而且在0.05~0.20范围内调控阻尼比,可以使车体垂直振动量最小。因此,1-2-6匹配方案是提高车辆平稳性的最佳方案。

### 5 结 语

(1)在车速给定的条件下,最佳阻尼比取决于路

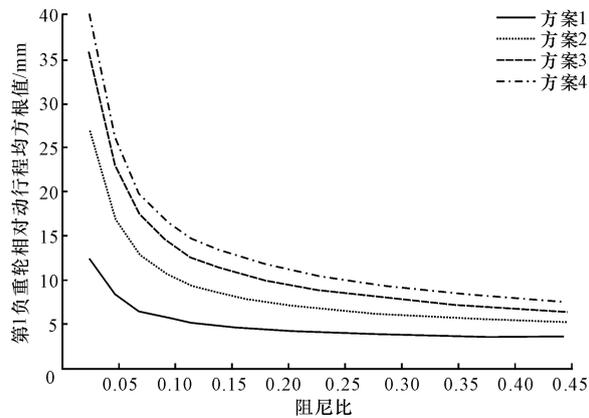


图10 E级路面第1负重轮相对动行程的均方根

Fig.10 Relative movement stroke RMS value above the first load wheel on the E grade load surface

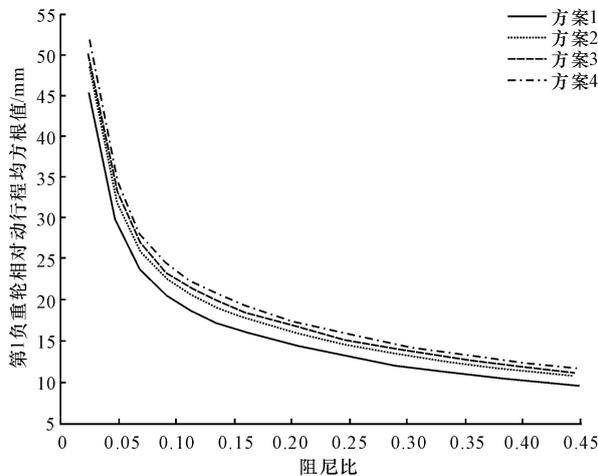


图11 F级路面第1负重轮相对动行程的均方根值

Fig.11 Relative movement stroke RMS value above the first load wheel on the F grade load surface

况和履带车辆悬挂系统与胶泥缓冲器的匹配方案这2个影响因素,车体的垂直振动量是路况和匹配方案的综合反映。因此,根据垂直振动量适当的调控阻尼,即振动量大时适当增加阻尼,振动量小时适当减小阻尼,将是提高车辆平稳性的有效方案。

(2)胶泥缓冲器匹配在第1、2、6负重轮的平衡肘上方,而且在0.05~0.20范围内调控阻尼比,可以使履带车辆在车速为30 km/h,在E、F级路面上行驶时垂直振动量最小。因此,1-2-6匹配方案是提高车辆平稳性的最佳方案。

(3)本文是在车速固定不变的条件下进行的研究,车速变化对车辆平稳性的影响尚未进行深入研究。下一步将从理论上探索车速变化时,胶泥缓冲器的最佳阻尼比与车速和路况的变化规律。

## 参考文献:

## References:

- [1] Zhu H P, Ge D D, Huang X. Optimum connecting dampers to reduce the seismic responses of parallel structures[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2011, 330(9):1931-1949.
- [2] Zhou Y C, Chen S A, Wang J C. Two-acceleration-error-input proportional-integral-derivative control for vehicle active suspension[J]. *Journal of Traffic and Transportation Engineering: English Edition*, 2014, 1(3):228-234.
- [3] 徐忠四. 粘弹性胶体缓冲器非线性时滞动力系统建模及随机最优控制研究[D]. 太原:中北大学, 2013.  
XU Zhong-si. Research on modeling and stochastic optimal control for viscoelastic elastomer damper's nonlinear dynamical systems involving time delays [D]. Taiyuan: North University of China, 2013. (in Chinese)
- [4] Karavasilis T L, Ricles J M, et al. Experimental evaluation of the seismic performance of steel MRFs with compressed elastomer dampers using large-scale real-time hybrid simulation[J]. *Engineering Structures*, 2010, 33(6):1859-1869.
- [5] 贾九红, 黄修长, 杜俭业, 等. 粘滞型胶泥吸能器建模与实验分析[J]. *噪声与振动控制*, 2007(5):31-33.  
JIA Jiu-hong, HUANG Xiu-chang, DU Jian-ye, et al. Modeling and experimental study on viscous cement damper[J]. *Noise and Vibration Control*, 2007(5):31-33. (in Chinese)
- [6] 张同忠. 粘滞阻尼器和铅阻尼器的理论与试验研究[D]. 北京:北京工业大学, 2004.  
ZHANG Tong-zhong. Theoretical and experimental research on viscous and lead damper [D]. Beijing: Beijing University of Technology, 2004. (in Chinese)
- [7] Terenzi G. Dynamics of SDOF systems with nonlinear viscous damping[J]. *Journal of Engineering Mechanics*, 2006, 125(8):956-963.
- [8] Kim H J, Yoo W S, Ok J K, et al. Parameter identification of damping models in multibody dynamical simulation of mechanical systems[J]. *Multibody System* 2009, 22(6):383-398.
- [9] 吴礼本. 国内外货车缓冲器发展趋势简评[J]. *铁道车辆*, 1995, 33(6):29-32.
- WU Li-ben. Brief evaluation on development trends of truck dampers at home and abroad[J]. *Railway Vehicle*, 1995, 33(6):29-32. (in Chinese)
- [10] 李克兴, 戴家骥. 弹性胶泥减振器在国内外的研究和应用(上)[J]. *铁道车辆*, 1995, 33(6):32-35.  
LI Ke-xing, DAI Jia-ji. Research and application on viscoelastic elastomer damper at home and abroad (the first chapter)[J]. *Railway Vehicle*, 1995, 33(6):32-35. (in Chinese)
- [11] Chang T S, Singh M P, Asce F. Mechanical model parameters for viscoelastic dampers[J]. *Journal of Engineering Mechanics*, 2009, 135(6):581-584.
- [12] Chen C, Ricles J M, Marullo Y, et al. Mercan real-time hybrid testing using the unconditionally stable explicit CR integration algorithm[J]. *Earthquake Engineering Structure Dynamics*, 2009, 38(1):23-44.
- [13] 陈爱华. 三维非线性粘弹性动力学方程组的时间周期解和行波解[D]. 上海:复旦大学, 2008.  
CHEN Ai-hua. Time-periodic solutions and traveling wave solutions to the three-dimensional nonlinear viscoelastic dynamic system [D]. Shanghai: Fudan University, 2008. (in Chinese)
- [14] Dong X M, Yu M, Liao C R. A new variable stiffness absorber based on magneto-rheological elastomer[J]. *Transactions of Nonferrous Metals Society of China*, 2009, 19(3):611-615.
- [15] Zhu W Q, Huang Z L, Ko J M. Optimal feedback control of strongly non-linear systems excited by bounded noise[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2004, 274(1):701-724.
- [16] Zhu W Q, Ying Z G. Nonlinear stochastic optimal control of partially observable linear structures[J]. *Engineering Structure*, 2002, 24(2):333-342.
- [17] Zhu W Q, Ying Z G, Soong T T. Optimal nonlinear feedback control strategy for randomly excited structural systems[J]. *Nonlinear Dynamics*, 2001, 24(4):31-51.
- [18] Lin W H, Chopra A K. Earthquake response of elastic single-degree-of-freedom systems with nonlinear viscoelastic dampers[J]. *Journal of Engineering Mechanics*, 2003, 129(6):597-606.