

doi: 10.19562/j.chinasae.qcgc.2025.04.017

考虑非线性气滞的内置组合阀式CDC减振器 特性建模*

朱甲梁¹, 刘巧斌¹, 冯培进², 陈国强²

(1. 华南理工大学机械与汽车工程学院, 广州 510641; 2. 广州多耐减振科技有限公司, 广州 511450)

[摘要] 减振器是悬架系统核心部件,对汽车操纵性和舒适性具有重要影响。传统减振器存在高温高速工况下响应空程和特性畸变等问题,且研发过程依赖大量实验,导致设计周期长、成本高。为此,首先提出一种内置组合阀式连续阻尼控制(CDC)减振器方案,基于有限元法量化分析阀系响应特性;其次,剖析减振器外特性的非线性特征,联合分段模型和补偿模型建立减振器混合模型,实现非线性气滞特性的有效刻画;最后,基于实测数据辨识不同电流-激励频率耦合作用下的减振器模型参数,并开展参数频变特性分析和模型准确性验证。结果表明,相比于分段模型,所提出的混合模型精度平均提高55.91%,与实测数据相比误差小于10%。所提出的新型减振器结构及其特性建模方法,可有效改善减振器性能,并减少开发成本。

关键词: CDC减振器; 频变特性; 非线性气滞; 混合模型

Characteristics Modeling of CDC Damper with Built-in Combination Valve Considering Nonlinear Gas-Hysteresis

Zhu Jialiang¹, Liu Qiaobin¹, Feng Peijin² & Chen Guoqiang²

1. School of Mechanical & Automotive Engineering, South China University of Technology, Guangzhou 510641;

2. Guangzhou DN Suspension Technology Co., Ltd., Guangzhou 511450

[Abstract] The damper is a core component of the suspension system, exerting significant influence on both vehicle handling and ride comfort. Traditional damper exhibits unstable response and distorted characteristics under high-temperature and high-speed conditions. Moreover, the development process heavily relies on extensive experimentation, leading to prolonged design cycles and increased cost. For this, firstly, the scheme of the continuous damping control (CDC) damper with built-in combination valve is proposed, and the response characteristics of the valve system are quantified based on finite element method. Secondly, the nonlinear features of the damper external characteristics are analyzed, with which the hybrid model that combines piecewise models and compensation models is established to effectively capture the nonlinear gas hysteresis characteristics. Finally, all damper model parameters are identified based on measured data under different current-frequency coupling excitation effect. Subsequently, the parameters frequency-varying characteristics and the model accuracy are verified. The results indicate that the accuracy of the proposed hybrid model is improved by 55.91% on average compared with the piecewise model, with the error less than 10% compared with the measured data. The proposed innovative damper structure along with its characteristic modeling method can significantly enhance damper performance while simultaneously reduce development cost.

Keywords: CDC damper; frequency-varying characteristics; nonlinear gas-hysteresis; hybrid model

* 国家自然科学基金(52202499)、中央高校基本科研业务费专项资金(2023ZYGXZR065)和广州市基础与应用基础研究项目(SL2023A04J00639)资助。

原稿收到日期为2024年08月07日,修改稿收到日期为2024年10月24日。

通信作者:刘巧斌,副教授,博士,E-mail:liuqiaobin@scut.edu.cn。

前言

悬架是车辆的关键子系统,直接影响车辆的舒适性和操纵稳定性^[1]。随着对车辆性能要求的提高,基于阻尼连续可调减振器的电控悬架备受关注^[2]。目前,典型的阻尼可调减振器主要包括磁流变、电流变和连续阻尼控制(continuous damping control, CDC)减振器3类^[3-4]。其中, CDC减振器成本较低、性能稳定,得到广泛应用。在结构上, CDC减振器分为电磁阀外置式和内置式、油气混合式和油气分离式^[5]。现阶段应用最广的是电磁阀外置式减振器^[6],工作介质从内腔流至外腔,再经过外置电磁阀形成所需阻尼。同时,为改善高速气穴和高温特性畸变现象,在液压油中加入惰性气体,形成油气混合减振器。然而,这种电磁阀外置的油气混合减振器油路较长,存在高速空程、调节不连续等问题。并且由于存在气体,须采用充气式油封,对封口工艺、焊接工艺及油量控制要求较高,从而导致加工成本升高。因此,亟须探索油路距离短、可实现油气分离的减振器设计方案,提升减振器高温高速工况的性能稳定性,同时降低加工成本。

为验证所设计的减振器结构是否满足使用工况要求,一般通过外特性建模手段开展分析。不同于被动减振器, CDC减振器特性既与激励频率相关,也与控制电流有关。目前有3类常用的特性分析方法,即实验法^[7-8]、计算流体动力学仿真法(computational fluid dynamics, CFD)^[9]、物理模型法^[10]。外特性实验是分析减振器外特性的有效途径,但开展实验须前期硬件投入,制作大量样件,致使设计成本昂贵、过程复杂繁琐。基于CFD的CDC减振器流体仿真可反映减振器内特性和外特性,是减振器特性分析的一种重要手段^[11]。CFD模型基于

减振器工作原理和结构建立,可在模型中考虑液压油流动状态,具有清晰的物理意义,常用于CDC减振器设计优化^[12-13]。当采用此类模型计算时,须先划分几十或上百万流体网格,再求解大量数学公式,耗费一定时间和硬件成本才可描述减振器特性。减振器物理模型,如分段线性模型^[14]和多项式模型^[15],基于减振器特性实验构建,通过变量参数描述物理特性。此类模型一般通过智能算法实现参数辨识,过程比较简单,计算所需资源较少,可有效降低减振器开发成本,具有理论与现实意义^[16-17]。在减振器机械结构、液压油物理性能、所受激励等因素影响下,实际工作过程中减振器存在约5~30 ms的时滞,包括磁滞和气滞等^[8]。一些研究基于理想减振器,忽略时滞特性建立的简化物理模型无法精确描述减振器特性。另外一些研究则是针对主动悬架系统把减振器响应处理为1阶延迟,即把输出阻尼力 $\mu(t)$ 加上延迟 τ 转换为 $\mu(t + \tau)$,相关研究模型包括Bouc-Wen模型^[18]、神经网络模型^[19]、边界模型^[20]等。这种假设虽补偿了时滞现象,却未精确描述减振器的非线性行为。因此,恒定时延值法不适合描述CDC减振器特性,基于工作原理和动态特性开展高精度非线性建模的需求十分迫切。

总之,传统减振器结构及特性建模方法仍存在较大的完善空间,如特性畸变、稳定连续性差或计算精度较低,无法精确描述CDC减振器特性和控制电流及激励频率之间的非线性滞后关系等问题都仍须深入探索。为满足高温高速等工况下减振器的可靠使用要求,本文设计了一种内置组合阀式CDC减振器,提出考虑非线性气滞的减振器外特性建模方法,开展模型参数辨识和频变特性分析,并通过与实测数据的对比,验证了模型的准确性。其总体研究框架如图1所示。

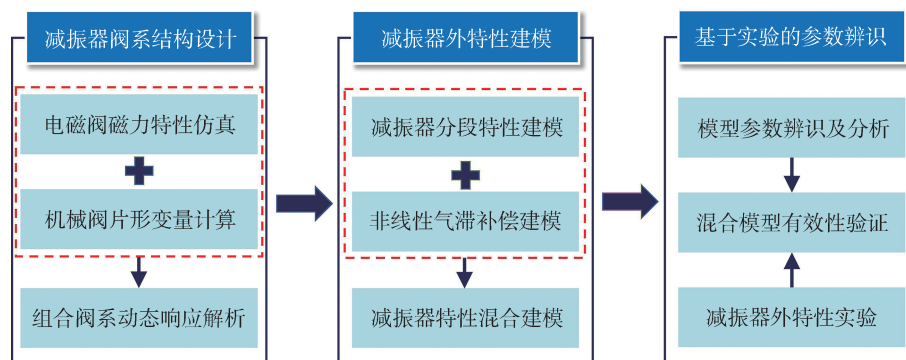


图1 总体研究框架

1 CDC减振器结构及阀系特征

1.1 CDC减振器结构

图2为内置组合阀式CDC减振器的结构简图。其中,1为工作腔,左腔为压缩腔,右腔为复原腔,内部为

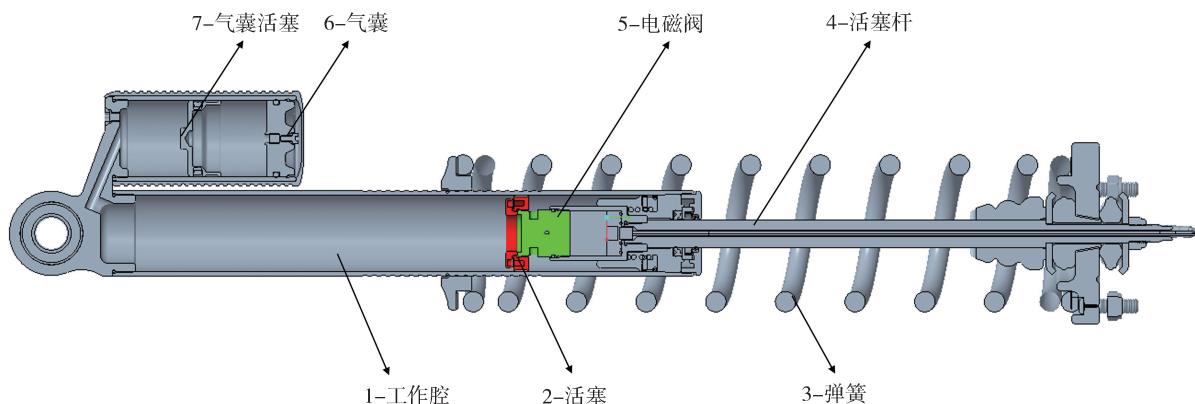


图2 电磁阀内置式CDC减振器结构图

减振器处于复原行程时,活塞杆4连同组合阀系伸入减振器筒内,复原腔容积减小,内部油液经两路流到压缩腔:一路经过电磁阀5,通过电控阀孔形成可调阻尼;另一路经过活塞2的机械阀,形成相应的固定阻尼。活塞机械阀为单向阀,压缩行程中油液仅流经电磁阀,形成可调阻尼。对于气囊部分,在气压与油压共同作用下,气囊活塞与减振器活塞运动方向相反,高压气室通过补偿活塞杆伸入部分的体积,来保证减振器内部压力平衡。

1.2 电磁阀特性仿真

电磁阀是CDC减振器的核心部件之一,该型减振器所用电磁阀实物图和内部结构如图3所示。整体结构包含电线3、电磁阀体4,侧面和下端分别开设油口5和油口1,通过连接螺纹2与活塞杆总成连接。内部主要部件为阀体、挺杆弹簧和磁芯,阀体上下空腔分别与减振器复原腔和压缩腔相连,压差和机械力共同决定阀孔开闭。

不通电时,阀芯处于关闭状态,随着油压增大至超过弹簧预紧力后,阀芯逐渐开启,其受力状态为

$$p_1 \cdot A_1 = p_2 \cdot A_2 + F_1 \quad (1)$$

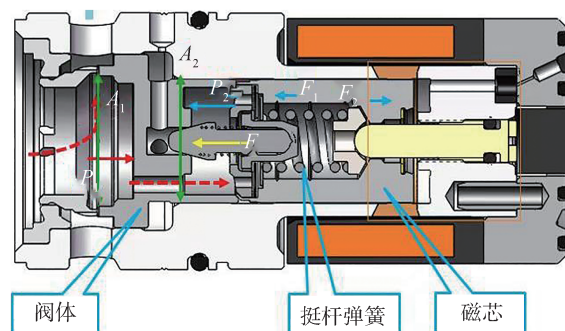
式中: p_1 为压缩腔油压; A_1 为阀芯下端面积; p_2 为复原腔油压; A_2 为阀芯上端面积; F_1 为弹簧预紧力。通电时,阀芯受力状态为

$$p_1 \cdot A_1 = p_2 \cdot A_2 + F_1 - F_2 \quad (2)$$

工作液压油;2为活塞,内部为压簧和阀片组成的节流机械阀;3为弹簧,为悬架系统提供弹性力;4为活塞杆,承受并传递车辆振动;5为电磁阀,与机械阀连接,形成机械-电磁组合阀系结构。该型减振器在传统结构上增设气囊6,并以气囊活塞7为界限分隔油室与高压气室,防止气体混入液压油中,保证阻尼力性能的稳定。



(a)电磁阀实物图



(b)电磁阀内部结构图

图3 CDC减振器电磁阀

式中 F_2 为电磁力。

基于电磁阀几何模型,开展响应特性有限元分析。由于汽车CDC减振器电磁阀仅在道路高程变化时动作,正常行驶工况下,电磁阀工作频率远低于

几千赫兹,属于低频工作区间。且系统尺寸较小,材料和几何特性不容易产生显著涡流。因此,电场和磁场的变化较慢,互不耦合,电磁场的准静态近似成立,本文仿真过程中忽略涡流现象。选择电流源作为激励源,变化范围为[0 A, 1.4 A],变化步长为0.2 A。施加气球边界条件,结果云图如图4所示,磁力线的路径依次经过外壳、气隙和衔铁等部位,形成一条闭合的曲线。磁力线的弯曲程度反映了磁通量的大小,在衔铁交界处磁感应强度最高。

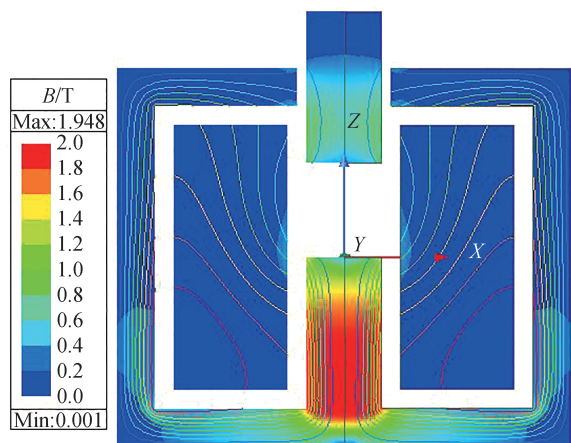


图4 电磁阀仿真云图

在电磁力作用下,阀芯克服弹簧力产生位移。通过式(3)计算阀孔开口面积,其中 r 为油道半径, x 为阀芯位移。

$$A_s = \frac{\arccos\left(1 - \frac{x}{r}\right)}{360} \pi r^2 - (r - x) \sqrt{r^2 - (r - x)^2} \quad (3)$$

电磁阀的非线性映射关系如图5所示,开口面积随电流增大而增大,且曲线斜率逐渐增大,即开口速度随电流增大而增大。开口面积与电磁力存在等效关系,开口速度逐渐增大表明电流与电磁力之间存在正相关特性。另外,由于进出油道结构不同,相同电流和电磁力下,不同行程对应不同的开口面积。

基于电磁阀动态特性,计算不同行程及不同电流下流经电磁阀的压降:

$$\Delta p = \frac{\rho}{2} \left(\frac{Q}{C_d A_s} \right)^2 \quad (4)$$

式中: ρ 为液压油密度,为1200 kg/m³; A_s 为电磁阀开口面积; C_d 为阀口流量系数; $Q = \Delta A v_c$,为油液流量, ΔA 为活塞和活塞杆截面积之差, v_c 为活塞速度。通

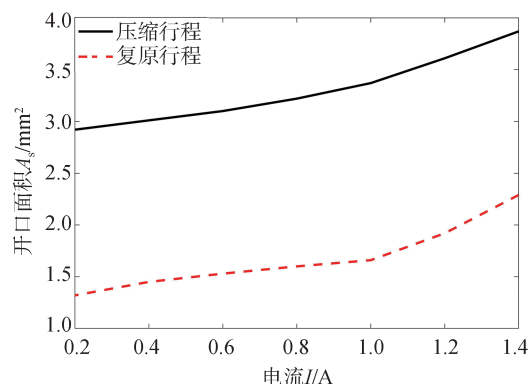


图5 电磁阀工作电流与开口面积的映射关系

过调节控制电流,电磁阀自动形成新的油路,产生所需要的阻尼力。

1.3 机械阀片形变量

活塞机械阀的构成如图6所示。上活塞5设有常通孔1,下活塞4设有压簧孔3。因此,该活塞机械阀为单向阀,仅在复原行程开启。当减振器做复原运动时,复原腔液压油进入常通孔,作用于阀片2和压簧3,两者受压产生形变,形成流通通路。根据弹性力学原理,节流阀片变形曲面微分方程为

$$D \left(\frac{d^2}{dr^2} + \frac{1}{r} \times \frac{d}{dr} \right) \left(\frac{d^2 f}{dr^2} + \frac{1}{r} \times \frac{df}{dr} \right) = p \quad (5)$$

式中:常数 $D = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^3)}$; r 为极半径, $r \in [r_a, r_b]$; f 为阀片在半径 r 处的变形量,即位置半径 r 的函数; h 为阀片厚度; E 为阀片弹性模量; μ 为阀片材料泊松比。

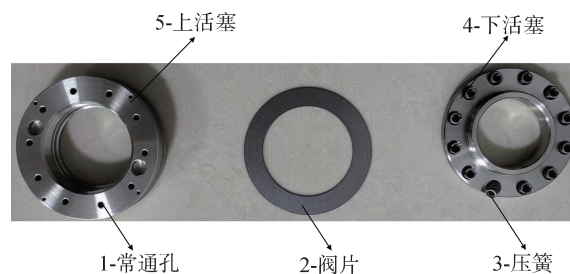


图6 活塞机械阀的构成

由阀片边界条件和物理性能求解微分方程,展开恒等变换得到节流阀片在半径 r 处的变形解析表达式,并可简洁地表示为

$$f_r = \sigma_r \frac{p}{h^3} \quad (6)$$

式中: p 为载荷值; σ_r 为经验系数,由环形阀片内外圆

的边界条件决定。通过有限元法计算阀片变形,阀片物理参数如表1所示。

表1 机械阀片物理参数

参数	数值
内半径/mm	16.00
外半径/mm	22.75
厚度/mm	0.50
弹性模量/GPa	200
泊松比	0.3

基于网格收敛性分析,确定网格单位为0.5 mm。基于减振器复原腔平均油压,施加3 MPa载荷,阀片变形量结果如图7所示。汇总仿真结果,获得阀片弯曲变形曲线,如图8所示。

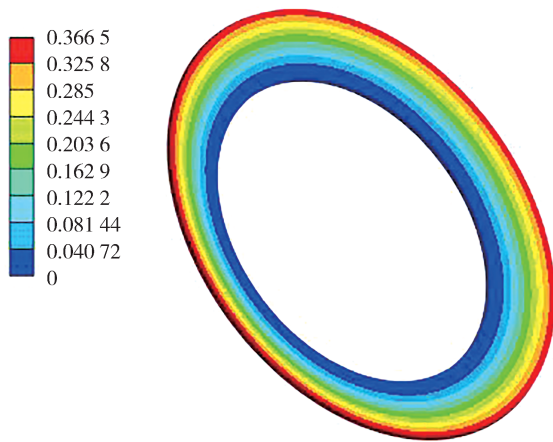


图7 阀片变形有限元仿真结果

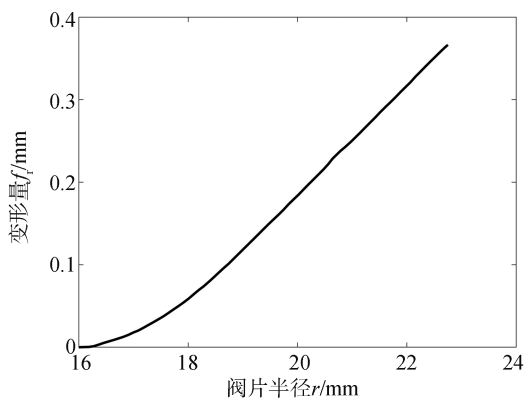


图8 阀片弯曲变形曲线

由图7和图8可知,阀片外围变形量最大,即开度最大,阀片形成的节流效果沿半径逐渐减小。在不同工况下,阀片出现不同开度,与电磁阀共同产生减振器所需阻尼,实现减振器外特性调节。

2 CDC减振器特性混合模型建立

2.1 基础分段模型

根据CDC减振器工作原理,其输出力主要由黏性阻尼力、弹性力和摩擦力组成。一般来说,弹性力较小,建立CDC减振器模型时常忽略此力。黏性阻尼力在CDC减振器输出力中占比最多,由液压油流经组合阀系和气体体积变化两部分组成。当CDC减振器输入电流改变时,内部电磁阀的开度改变,液体流动阻力发生变化。当减振器速度和激励频率变化时,液压油流量和气囊内氮气的运动状态均有所变化。因此,黏性阻尼力和CDC减振器的激励频率及输入电流高度相关。参考文献[21]中叠加阻尼力和摩擦力构建分段模型,描述减振器基本分段特性与所受激励之间的关系。

阻尼力为

$$F_c(f, I) = \begin{cases} k_1(I)\dot{x} + [k_2(I) - k_1(I)]v_c(I), & \dot{x} < v_c(I) \\ k_2(I)\dot{x}, & v_c(I) \leq \dot{x} \leq v_r(I) \\ k_3(I)\dot{x} + [k_2(I) - k_3(I)]v_r(I), & \dot{x} > v_r(I) \end{cases} \quad (7)$$

摩擦力为

$$F_f(f, I) = \begin{cases} f_1(I), & \dot{x} > 0 \\ f_2(I), & \dot{x} < 0 \end{cases} \quad (8)$$

式中: $\dot{x} = \dot{x}_m \sin(2\pi f \cdot t)$, \dot{x} 和 \dot{x}_m 是CDC减振器速度和幅值,定义复原方向为正方向; f 是激励频率; I 是输入电流; F_c 为减振器阻尼力; k_i 代表不同速度段下减振器速度特性曲线的斜率, $i=1$ 为压缩行程拐点前的速度段, $i=2$ 为两个拐点之间的速度段, $i=3$ 为复原行程拐点后的速度段; v_r 和 v_c 分别为减振器在复原行程和压缩行程的拐点速度。

相关参数的定义如图9所示。摩擦力主要由减振器内部相互接触的零件在滑动过程中产生,例如活塞密封部件和缸体之间的滑动,式(8)中 f_1 和 f_2 分别是复原和压缩过程的摩擦力。叠加阻尼力和摩擦力,构建分段线性模型:

$$F_b(f, I) = F_c(f, I) + F_f(f, I) \quad (9)$$

2.2 非线性气滞模型

为抑制减振器特性畸变的发生率,所提出的CDC减振器设计有单筒独立气囊结构,内部橡胶件采用氟橡胶,具备良好的抗高温、抗老化性能,有效

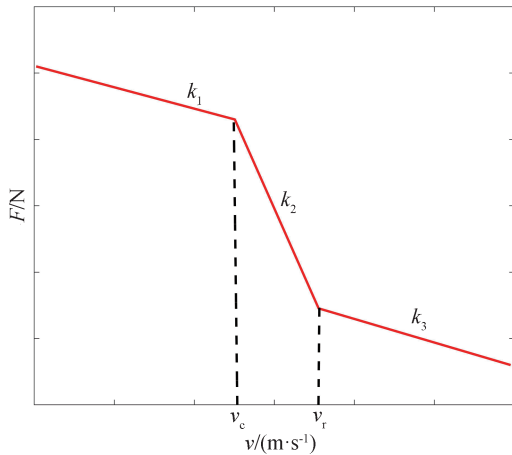


图9 减振器分段线性特性

减小了越野环境及高温环境下温升效应对减振器外特性的影响。气囊内部通过气囊活塞组件隔绝液压油和氮气,在压缩腔内压力的作用下,气囊活塞的运动滞后于减振器活塞,由此导致了外特性的非线性气滞现象。分析实验测量的速度特性发现,如图10所示,减振器压缩行程及复原行程拐点之前,非线性气滞特性不显著,但在复原行程拐点之后,存在明显的气滞特性。

以分段直线为基准,衡量气滞特性与激励频率的关系,如图11所示。对比复原行程拐点速度之后实验值与基准直线,发现激励频率越小,气滞特性越明显,即实验值与基准直线之间的差距越大。产生此种现象的原因是激励频率越小,压缩腔和气囊之间压差的变化速率越小,由此导致了气囊活塞运动时滞性的加剧。

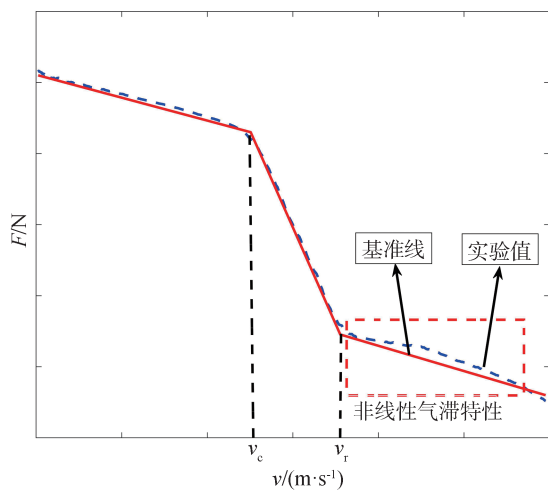


图10 减振器非线性气滞特性

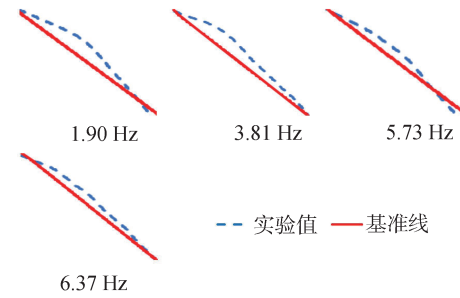


图11 气滞特性与激励频率的关系

分段模型仅可描述减振器基本的分段特性,无法描述复原行程拐点之后的非线性气滞特性,导致与实际偏差较大。为提高减振器模型精度,引入高斯模型开展非线性曲线拟合,以描述减振器的非线性气滞特性。CDC减振器的气滞特性主要与位移和激励频率有关,因此以两者作为模型输入,如式(10)所示:

$$F_n(x, f) = a_1 \cdot e^{-\frac{(v(x, f) - a_2)^2}{a_3}} \quad (10)$$

式中: $v(x, f)$ 为位移 x 与频率 f 的速度函数; a_1 为幅值系数; a_2 为偏移系数; a_3 为形状系数。3个系数有效结合实现对气滞特性的精确描述。

2.3 减振器混合模型

为提高减振器物理模型的精度,联合分段模型和非线性气滞模型获得减振器混合模型,如图12所示。

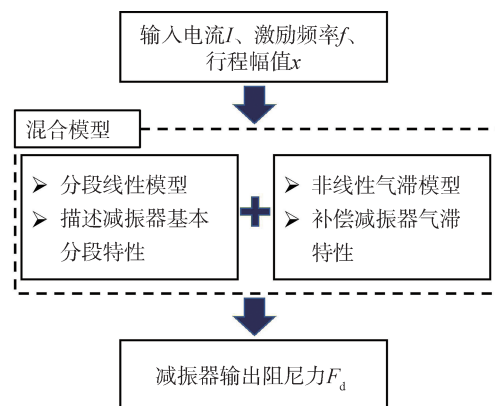


图12 减振器混合模型示意图

在混合模型中,分段模型用于描述减振器基本的分段特性,非线性气滞模型用于补偿分段模型不能描述的气滞现象。两者联合可精确描述减振器阻尼力与行程、激励频率和输入电流之间的关系。混合模型的输入是行程、激励频率和输入电流,输出是

减振器阻尼力,即

$$F_d = \begin{cases} F_b(f, I), & \dot{x} < v_r(I) \\ F_b(f, I) + F_n(x, f), & \dot{x} > v_r(I) \end{cases} \quad (11)$$

式中: F_d 是混合模型的输出; F_b 是分段模型输出,通过式(9)计算; F_n 是非线性气滞模型的输出。

减振器在复原行程拐点前后,存在明显的非线性气滞特性差异,因此混合模型以复原行程拐点为分界点分别建模。后续内容开展混合模型的参数辨识、分析以及验证,完成减振器外特性模型的建立。

3 CDC减振器特性实验及模型验证

3.1 特性台架实验

为分析减振器特性,以及为特性模型参数辨识提供基础数据,参照QC/T 491—2018《汽车减振器性能要求及台架试验方法》制定实验方案,如表2所示。每个方案重复3次,减少各种随机扰动导致的实验误差。

表2 减振器特性实验方案

控制变量	数值
输入电流/A	0.0, 0.2, 0.4, 0.6 0.8, 1.0, 1.2, 1.4
激振振幅/mm	25
速度/(m·s ⁻¹)	0.3, 0.6, 0.9, 1.0
激振频率/Hz	1.90, 3.81, 5.73, 6.37

将CDC减振器上下端分别安装在台架的上下夹具上,用稳压电流源输入固定电流,利用液压伺服系统驱动减振器以固定行程和频率作简谐运动:

$$v = v_m \sin(2\pi ft) \quad (12)$$

$$v_m = \pi fs \times 10^{-3} \quad (13)$$

式中: v 和 v_m 分别为运动速度和速度幅值,m/s; t 为时间,s; f 为激励频率,Hz; s 为行程,mm。计算机采集实验数据并进行处理,实验台架如图13所示。

在开展减振器特性台架实验的过程中,不可避免地存在机械振动、电流颤振和实验环境噪声等,导致实验数据存在错误点、冗余点以及测量波动。此类误差对后期的物理模型重构带来较大影响,为更好提取减振器特性数据,开展数据滤波预处理,去除错误点、波动点等数据。采用滑模滤波,原理为在一组连续的采样数据中,按照某个数据块大小,连续对该块大小的数据取均值。该方法优点在于数据处理权重一致,可综合处理平均分布的噪声点,但须调节

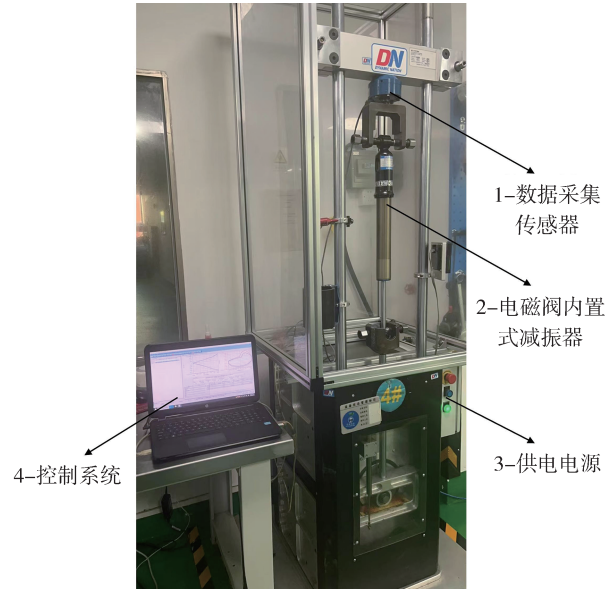


图13 减振器特性测试台架

滑动窗口大小,实现最佳平滑度。经测试,滑动窗口取20时可准确反映减振器特性。以1.90 Hz/0.4 A实验结果为例,实验初始数据与预处理数据如图14所示。

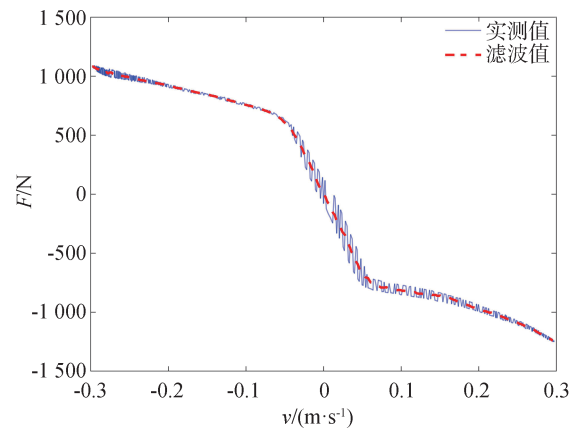


图14 减振器特性实验数据预处理

3.2 模型参数辨识

设实验数据为 (x_j, f_j, I_j, F_j) ,其中 j 是数据的序列号,分段模型中有7个未知参数。以最小化模型仿真值和实验值之间的误差为目标,开展模型参数辨识。

求解:

$$P_t = [k_1, k_2, k_3, v_c, v_t, f_1, f_2]^T \quad (14)$$

最小化:

$$e_s(P_t) = \sum_{j=1}^N [F_b(P_t, f_j, I_j) - F_j]^2 \quad (15)$$

约束:

$$v_i, f_2 > 0, f_1; k_i, v_c < 0 \quad (16)$$

式中: P_i 是离散的优化变量; $F_{i_0}(P_i, f_j, I_j)$ 是分段模型的计算值; N 是数据个数。通过辨识模型参数,1.9 Hz-0.4 A耦合下分段模型的参数如表3所示。

表3 1.9 Hz-0.4 A耦合激励下分段模型参数

参数	数值	参数	数值
$k_1/(N \cdot s \cdot m^{-1})$	-1 605.7	$v_j/(m \cdot s^{-1})$	0.054
$k_2/(N \cdot s \cdot m^{-1})$	-15 128	f_1/N	-79.36
$k_3/(N \cdot s \cdot m^{-1})$	-1 778.9	f_2/N	34.17
$v_j/(m \cdot s^{-1})$	-0.037		

对于实验中未涉及的其他电流,可通过插值方法获得模型参数。复原行程拐点之后,利用非线性气滞模型补偿分段模型。以位移和激励频率为输入,分段模型与实验值之间的误差为输出,拟合非线性气滞模型如式(17)所示。

$$F_n(x, f) = 295 \cdot e^{-\frac{v(x, f) - 0.35}{0.18}} \quad (17)$$

式中 $v(x, f)$ 为复原行程拐点后减振器的运动速度,处于拐点速度与最大值区间内,即 $v(x, f) \in [v_i, 2\pi x f]$ 。

3.3 模型参数频变特性分析

辨识所有工况的模型参数后,分析参数与控制电流和激励频率的关系。其中,控制电流和激励频率对 k_2 、 k_3 和 v_i 的影响较显著,影响关系如图15~图18所示。

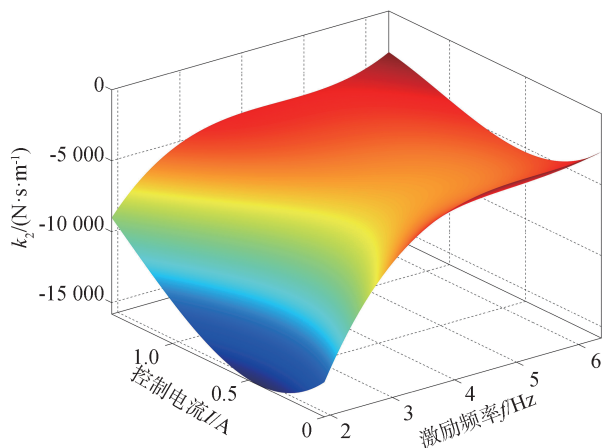


图15 k_2 与控制电流和激励频率的关系

如图15和图16所示: k_2 与激励频率之间呈指数关系,随激励频率增大而增大,但增大速度随激励频率增大而减小; k_3 与激励频率之间近似为线性关系,

激励频率增大, k_3 减小; k_2 和 k_3 均与控制电流存在二次函数关系,控制电流增大时,两者先减小后增大。当激励频率一定时,在控制电流0.4 A左右,两者达到最小值。

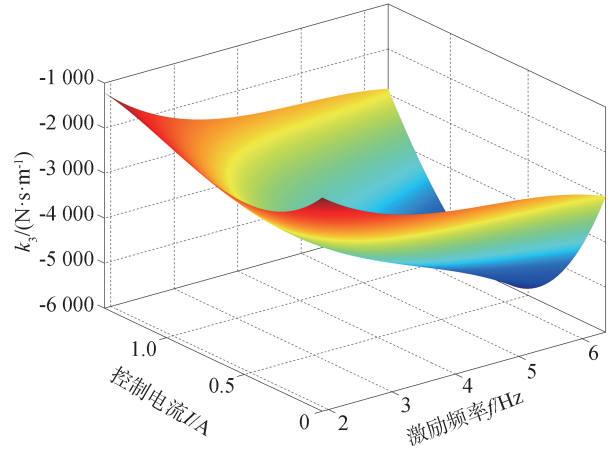


图16 k_3 与控制电流和激励频率的关系

如图17所示:随着激励频率增大, k_2 和 k_3 之间的差值减小,说明频率增大使得第2阶段和第3阶段的斜率趋于相同;在高频阶段,两者差值趋于0,即第2、3阶段近似为一条直线。在速度特性图上表征为,复原行程的拐点不再明显。产生该现象的原因为,激励频率变化引起机械阀开阀速度的改变,同时机械阀仅在复原行程工作,由此产生了激励频率对复原特性的影响。

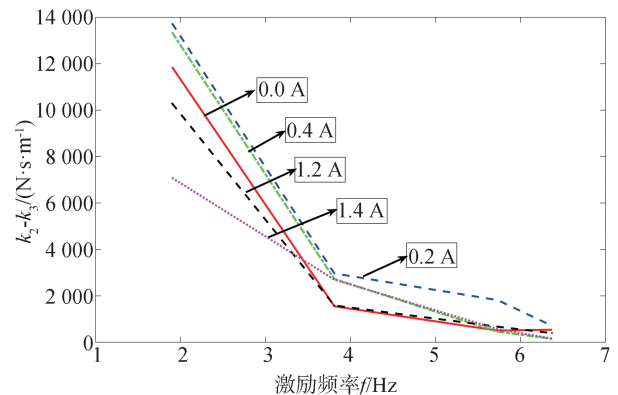


图17 分段模型斜率与激励频率的关系

如图18所示,复原行程的拐点速度 v_i 与控制电流和激励频率均呈近似线性关系,随激励频率增大, v_i 增大。与控制电流的关系较复杂,低频阶段 v_i 与控制电流呈反相关,控制电流增大, v_i 减小,在速度特性图上呈左移现象;高频阶段 v_i 与控制电流呈正相

关, v_r 随控制电流增大而增大, 在速度特性图上呈右移现象。

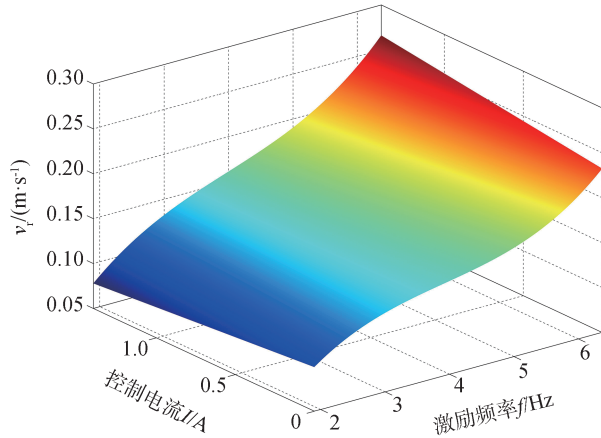


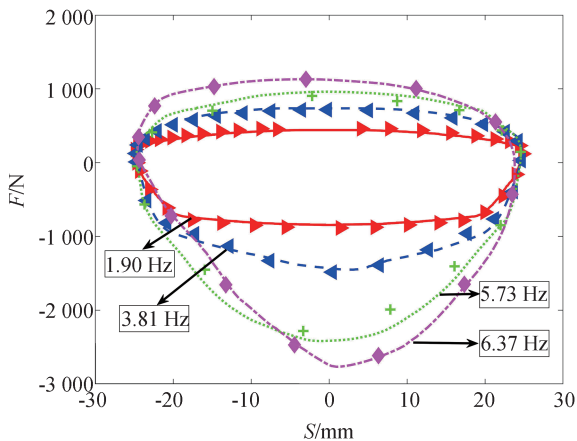
图18 v_r 与控制电流和激励频率的关系

3.4 减振器特性模型验证

所提出的减振器混合模型以复原行程拐点为分界点, 拐点之前由分段模型描述减振器特性, 拐点之后叠加补偿模型描述非线性气滞特性。因此, 混合模型的验证包含拐点之前分段模型验证和叠加补偿模型之后的分析两部分。

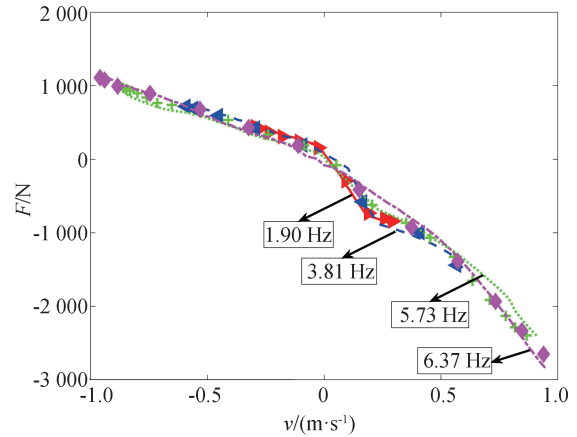
3.4.1 分段模型验证

分段模型验证主要针对压缩行程和复原行程拐点之前的区间, 不同电流-激励频率耦合下实验值和模型仿真值的对比如图19~图22所示。在压缩行程的后半段过程中, 即 $S < 0$ 且 $v < 0$ 减速区间内, 实验数据存在一定程度的振荡现象, 这是因为下行时重力惯性作用更大, 速度控制出现波动, 属于合理实验误差, 总体趋势与仿真值保持一致。



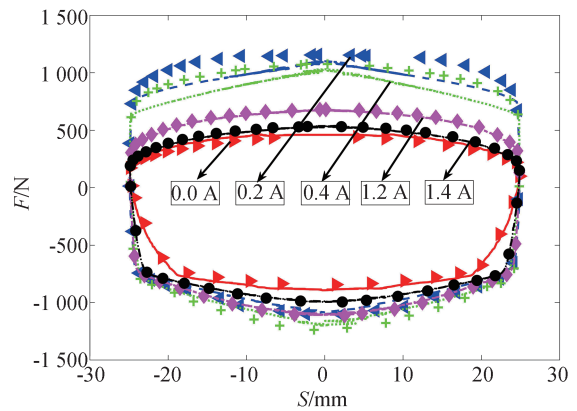
注: 线条为仿真值, 实点为实验值。

图19 0.0 A控制电流下示功特性曲线对比



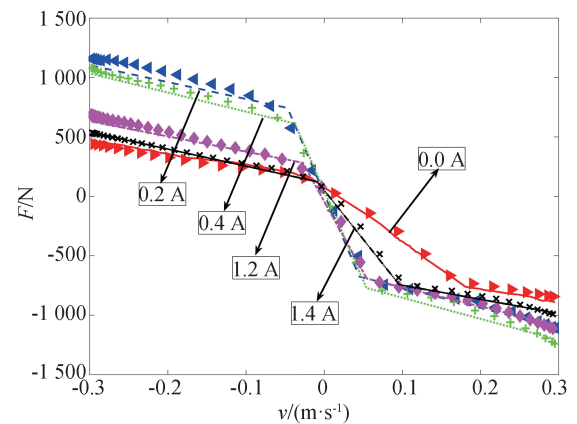
注: 线条为仿真值, 实点为实验值。

图20 0.0 A控制电流下速度特性曲线对比



注: 线条为仿真值, 实点为实验值。

图21 1.90 Hz下示功特性曲线对比



注: 线条为仿真值, 实点为实验值。

图22 1.90 Hz下速度特性曲线对比

如图21和图22所示, 在通电状态下, 当激励电流增大时, CDC减振器的做功量不断减小。具体表

现为,激励电流从0.2增加到0.8 A时,减振器做功量的调节范围变化率较小。激励电流从0.8增加到1.4 A时,减振器调节范围变化率较大。且由于电磁阀动态特性的影响,激励电流增大,速度特性曲线的斜率相应减小。

通过汇总1.90 Hz/3.81 Hz/5.73 Hz/6.37 Hz共4个不同工况下的特性实验数据,并提取峰值阻尼力值绘制汇总图,以此分析CDC减振器可调范围。如图23所示,当激励电流改变时,复原行程阻尼力变化范围为5 058.45~855.16 N,压缩行程阻尼力变化范围为1 664.41~451.05 N。从阻尼力调节范围可看出,减振器特性是不对称的,这是因为所设计机械阀为单向阀,且电磁阀的两个油口结构不一致,即组合阀系在复原和压缩行程提供不同油路。在CDC减振器的特性描述方面,仅依赖分段线性模型无法准确描述减振器的非线性气滞特性。相比于其他区间,在复原行程拐点之后,实验值与分段模型计算值的平均差距更大。因此,通过非线性气滞模型补偿分段模型,两者联合形成CDC减振器混合模型。

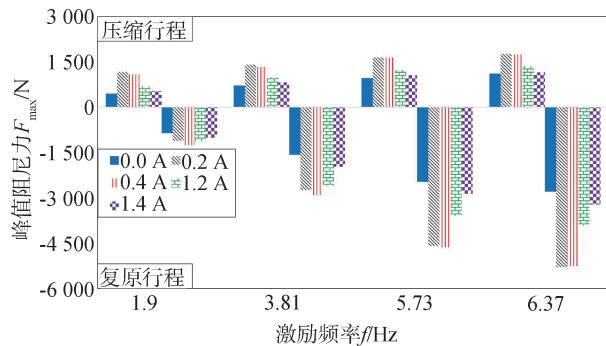


图23 减振器峰值阻尼力汇总图

3.4.2 混合模型验证

通过在复原行程拐点之后叠加气滞补偿模型,建立减振器混合模型。以1.9 Hz-1.2 A/1.4 A耦合作用下CDC减振器特性为例,验证减振器混合模型的计算精度及对非线性气滞特性的准确描述。如图24所示,特性实验曲线和分段模型及混合模型的计算曲线均较为饱和且完整,实验与仿真结果的趋势基本吻合。在复原行程拐点之后,联合气滞模型的混合模型利用良好的非线性拟合能力,形成气滞特性补偿,弥补了分段模型的不足。

混合模型主要在复原行程拐点之后为分段模型提供气滞补偿,因此计算区间内两类模型与实验值

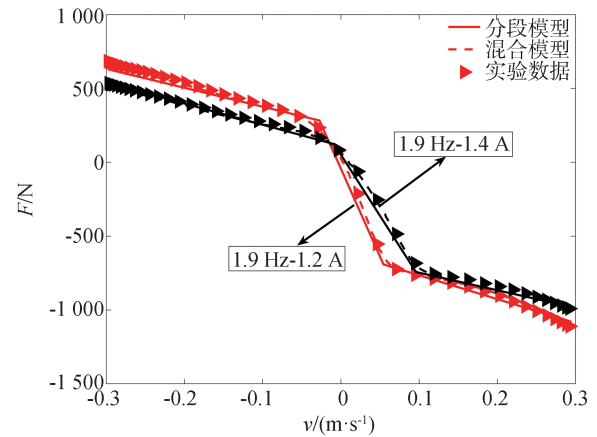


图24 减振器特性模型对比

的误差。分析区间误差时,采用平均误差,如式(18)所示。

$$\varepsilon = \frac{\sum_{i=1}^N \left(\frac{y_i - y}{y} \right)}{N} \quad (18)$$

式中: ε 为模型仿真值与实验值之间的误差; N 为复原行程拐点至结束点之间的采样个数; y_i 为分段模型和混合模型的仿真值; y 为实验值。减振器特性分段模型和混合模型的平均误差对比如图25所示。

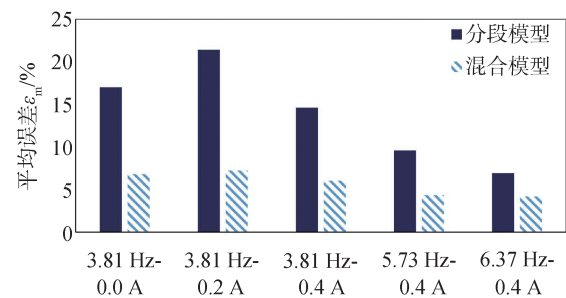


图25 减振器特性模型平均误差对比

如图25所示,在所有耦合工况下,减振器混合模型平均误差均小于分段模型,计算精度得到有效提高。针对复原行程的气滞特性,混合模型精度平均提高55.91%。频率越低,减振器非线性气滞特性越显著。因此,在频率相对较低的工况下,混合模型的补偿效果更好,在3.81 Hz-0.2 A耦合工况下模型精度提高66.29%。图26为不同电流-激励频率耦合作用下减振器峰值阻尼力的仿真值与实验值对比结果,整体上实验数据大于仿真数据,是因为模型处于比较理想的条件,输出阻尼力相对缓和集中。

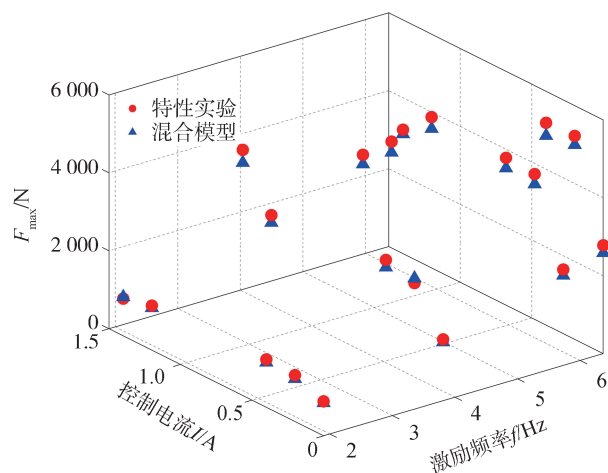


图26 减振器峰值阻尼力的仿真值与实验值对比

如图27所示,所有工况下两者相对最大误差均小于10%,所建立的减振器特性模型正确可靠,可有效替代成本高昂、过程繁琐的减振器特性台架实验,为减振器后续优化设计提供便利。

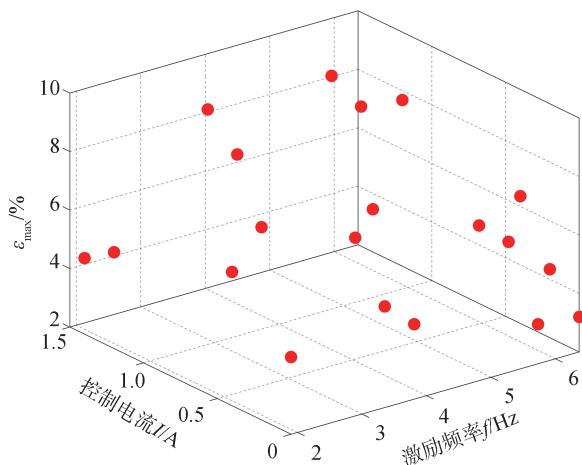


图27 减振器混合模型最大误差

4 结论

电磁阀外置的油气混合双筒减振器在高速、高温等工况下,易产生响应速度不足、阻尼连续调节稳定性差以及气穴空程现象,严重影响车辆操稳性和舒适性。另外,现阶段减振器研发过程依赖大量特性实验,导致研发周期长、成本高,不利于减振器的高效优化设计。而大部分已有的特性模型仅描述减振器基本的分段线性特性,或利用恒定时延值法分析非线性气滞行为,模型计算值与实测值偏差较大,无法精确反映减振器特性。针对现阶段在减振器结

构和特性建模方面存在的不足,提出了一种内置组合阀式CDC减振器结构方案及特性建模方法,主要结论如下。

(1)针对传统减振器高温特性畸变、高速响应不稳定等问题,提出单筒独立气囊结构、内置电磁-机械组合阀系新方案。所提出减振器提高了高温高速工况特性稳定性,且具备更低的加工成本。对组合阀系开展有限元仿真,发现阀孔开度的变化速度随控制电流增加而逐渐增大,此种特性可确保高速工况下减振器具有足够的阻尼调节响应速度。

(2)基于特性分析发现,所设计的机械-电磁组合阀系在不同行程下提供不同油路,有效实现了减振器特性的拉压不对称需求。另外,在开阀速度影响下,复原行程拐点随激励频率增大而右移,在高频工况下,复原行程拐点不再明显,该特性与模型参数分析结论一致。开展气滞特性分析发现,复原行程拐点之后,减振器存在明显的非线性气滞特性,且激励频率越低,气滞特性越明显。这种现象是因为低频激励下,压缩腔和气囊之间的压差变化速度降低,导致气囊活塞运动时滞性加剧。

(3)为准确描述减振器的频变非线性特性,联合分段模型和气滞补偿模型,构建减振器频变非线性特性的混合模型。在不同电流-激励频率耦合工况下,混合模型精度较分段模型平均提升了55.91%,且混合模型仿真值与实测值之间的误差小于10%,表明所提出的减振器特性模型可有效减少乃至替代减振器特性的台架实验,降低研发过程中大量实验带来的高昂成本,并为减振器的优化设计提供理论依据。

CDC减振器的阻尼特性受到工作时间、温升效应等因素的影响,因此在后续模型参数优化过程中,可考虑温升效应对时延、颤振等现象的影响,以及工作液压油黏温特性等相关变量,进一步提高减振器特性模型的精度。

参考文献

- [1] KIM J, LEE T, KIM C J, et al. Development of data-based model predictive control for continuous damping and air spring suspension system[J]. Control Engineering Practice, 2024, 142.
- [2] XU C, XIE F, ZHOU R, et al. Vibration analysis and control of semi-active suspension system based on continuous damping control shock absorber[J]. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 2023, 45(6).
- [3] 陈潇凯, 曾洛锴, 刘向, 等. 基于VSL-MPC的半主动悬架预瞄控制研究[J]. 汽车工程, 2022, 44(10): 1537-1546.

- CHEN X K, ZENG M K, LIU X, et al. Research on semi-active suspension preview control based on VSL-MPC[J]. *Automotive Engineering*, 2022, 44(10): 1537-1546.
- [4] TUDON-MARTINEZ J C, AMEZQUITA-BROOKS L, HERNANDEZ-ALCANTARA D, et al. Semi active damping force estimation using LPV - H_{∞} estimators with different sensing configurations[J]. *Journal of the Franklin Institute-Engineering and Applied Mathematics*, 2022, 359(2): 928-951.
- [5] 谢方伟,徐纯洁,万快弟,等. CDC减振器用先导阀参数协同优化设计[J]. *华南理工大学学报(自然科学版)*, 2021, 49(2): 131-139.
- XIE F W, XU C J, WAN K D, et al. Cooperative optimization design of pilot valve parameters for CDC shock absorber[J]. *Journal of South China University of Technology (Natural Science Edition)*, 2021, 49(2): 131-139.
- [6] 夏长高,梁艾金,杨宏图,等. 内置电磁阀式阻尼连续可调减振器设计与试验[J]. *农业机械学报*, 2018, 49(5): 397-403.
- XIA C G, LIANG A J, YANG H T, et al. Design and experiment of damped continuously adjustable shock absorber with built-in solenoid valve[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2018, 49(5): 397-403.
- [7] ZHANG B, ZHAO H, ZHANG X. Adaptive variable domain fuzzy PID control strategy based on road excitation for semi-active suspension using CDC shock absorber[J]. *Journal of Vibration and Control*, 2024, 30(3-4): 860-875.
- [8] 李靖玮,罗建南,黄震. 考虑CDC系统时滞的半主动悬架控制器设计研究[J]. *汽车工程*, 2024, 46(5): 913-922.
- LI J W, LUO J N, HUANG Z. Study on a semi-active suspension controller considering time delay of CDC system[J]. *Automotive Engineering*, 2024, 46(5): 913-922.
- [9] DAS A. Characterization of liquid sloshing in U-shaped container with submerged cylinder to be used as dampers for structural vibration control [J]. *Pract Period Struct Des Constr (USA)*, 2022, 27(1).
- [10] BARETHIYE V, POHIT G, MITRA A. A combined nonlinear and hysteresis model of shock absorber for quarter car simulation on the basis of experimental data [J]. *Engineering Science and Technology-an International Journal-Jestech*, 2017, 20(6): 1610-1622.
- [11] 赵雷雷,于曰伟,周长城,等. 特种车辆驾驶室减振器节流阀片开度及阻尼特性研究[J]. *兵工学报*, 2018, 39(4): 645-654.
- ZHAO L L, YU Y W, ZHOU C C, et al. Throttle slice opening size and damping characteristics of cab damper for special vehicles[J]. *Acta Armamentarii*, 2018, 39(4): 645-654.
- [12] WU Y T, QIN Z, EIZAD A, et al. Numerical investigation of flow characteristics in a viscous damping system with symmetrical hydraulic cylinders [J]. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, 2021, 22(4): 579-597.
- [13] LIU Y, FANG Z, MA L, et al. Design of axially symmetric fluid-spring vibration absorber with five dofs based on orthogonal experiment[J]. *Symmetry-Basel*, 2023, 15(5).
- [14] YUAN Q, ZHOU H, CHEN S, et al. Designing a switched Takagi-Sugeno fuzzy controller for CDC semi-active suspensions with current input constraint [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2023, 199.
- [15] QIN Y C, ZHAO F, WANG Z F, et al. Comprehensive analysis for influence of controllable damper time delay on semi-active suspension control strategies [J]. *Journal of Vibration and Acoustics-Transactions of the Asme*, 2017, 139(3).
- [16] KUMAR J, BHUSHAN G. Development of a hybrid vibration isolator for better ride comfort and vehicle stability [J]. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 2024, 46(3).
- [17] LIAN X Y, DENG H X, HAN G H, et al. Self-adapting model for variable stiffness magnetorheological dampers [J]. *Smart Materials and Structures*, 2022, 31(2).
- [18] AB TALIB M H, DARUS I Z M, SAMIN P M, et al. Vibration control of semi-active suspension system using PID controller with advanced firefly algorithm and particle swarm optimization [J]. *Journal of Ambient Intelligence and Humanized Computing*, 2021, 12(1): 1119-1137.
- [19] ERGIN T, YATAK M. Optimal control method of semi-active suspension system and processor-in-the-loop verification [J]. *Applied Sciences-Basel*, 2023, 13(20).
- [20] LI H, JING X, KARIMI H R. Output-feedback-based H-inf control for vehicle suspension systems with control delay [J]. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 2014, 61(1): 436-446.
- [21] LI T, LIAO Z Y, CAI Y. Reprint of physical modeling for digital twin of continuous damping control damper [J]. *Journal of Manufacturing Processes*, 2023, 100: 55-63.