

doi: 10.11832/j.issn.1000-4858.2020.06.021

间隙式粘滞阻尼器的力学特性分析

杨珂, 闵为, 段沛, 王卓锋

(兰州理工大学 能源与动力工程学院, 甘肃 兰州 730050)

摘要: 以双出杆间隙式粘滞阻尼器为研究对象,建立了间隙式粘滞阻尼器的理论计算模型,分析了二甲基硅油的剪切稀化特性引起黏度的变化。运用 MATLAB-Simulink 建立了理论计算模型,并模拟了在正弦活塞位移运动情况时阻尼器的负载-位移特性。对比实验与仿真计算的负载-位移曲线,实验结果与仿真结果吻合较好,相对误差较小,证明了理论推导的粘滞阻尼器的计算模型是正确的,二甲基硅油的剪切稀化特性引起的黏度变化是影响间隙式粘滞阻尼器力学特性的关键因素。

关键词: 间隙式粘滞阻尼器; 剪切稀化特性; 力学特性

中图分类号: TH137.51 文献标志码: B 文章编号: 1000-4858(2020)06-0135-06

Mechanical Analysis of Clearance Viscous Dampers

YANG Ke, MIN Wei, DUAN Pei, WANG Zhuo-feng

(School of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou, Gansu 730050)

Abstract: Taking the double-out rod clearance viscous damper as the research object, we establish the theoretical calculation model of the clearance viscous damper, and analyze the variation of viscosity caused by shear thinning of dimethyl silicone oil. The MATLAB-Simulink software is used to establish the theoretical calculation model, and the load-displacement characteristics of the damper are simulated when the sinusoidal piston is moving. Comparing the load-displacement curve calculated by experiment and simulation, the experimental results are in good agreement with the simulation results, and the relative error is small. It is proved that the theoretical calculation model of viscous damper is correct. The viscosity change caused by the shear thinning of dimethyl silicone oil is the key factor that affects the mechanical properties of the clearance viscous damper.

Key words: clearance viscous damper, shear thinning characteristics, mechanics characteristic

引言

粘滞阻尼器是一种速度相关型阻尼器,流体通过阻尼孔或间隙时产生粘滞阻尼力达到耗散能量的目的。因此粘滞阻尼器被广泛应用于高层建筑、桥梁、建筑结构抗震改造、工业管道设备抗震、军工等领域。

国内外许多学者对粘滞阻尼器进行了研究。丁建华、欧进萍等^[1-2]基于幂律流体的流变特性推导出孔隙式、间隙式油缸阻尼器的阻尼力的计算模型;李英等^[3]基于半主动控制理论,提出一种改变阻尼器的缸体内径形成合理的间隙的新型间隙式粘滞阻尼器,该种阻尼器的阻尼系数随着位移的变化而改变,并建立了阻尼力的理论计算模型,从理论计算方面说明了该种阻尼器的减振性能优于常规间隙式阻尼器;凌向

前^[4]基于粘滞阻尼器的等效线性化理论推导了粘滞阻尼器附加结构的有效阻尼比,讨论了速度指数与粘滞阻尼器耗能能力的关系,指出粘滞阻尼器的耗能能力随着速度指数的减小而增大;杨国华、李爱群等^[5-6]针对粘滞阻尼器的不同构造形式及阻尼孔的阻尼特性进行了分析,说明了粘滞阻尼器的阻尼力与活塞运动速度成非线性关系,并通过时程分析说明了粘滞阻尼器可有效的控制结构的位移、速度等动力响应;叶正强等^[7]提出了一种性能稳定的双出杆式流体阻尼器,分

收稿日期: 2020-02-10

作者简介: 杨珂(1995—),女,甘肃天水人,硕士研究生,主要从事现代液压元件基础理论与应用研究。

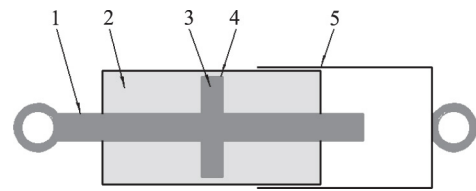
析了在低频(一般小于4.0 Hz)条件下影响阻尼器的阻尼力的因素主要有活塞有效面积、阻尼孔的大小及长度、活塞运动频率及幅值等; CONSTANTINOU等^[8-9]学者基于广义的 Maxwell 模型模拟流体物性参数的变化,分析了粘滞阻尼器产生非线性变化现象的原因,建立了力-速度关系计算方程式,并通过实验证实了其合理性;贾九红等^[10-11]基于 Maxwell 理论将粘弹性流体模型简化为牛顿流体模型,采用分离变量法和分数微分建模的方法推导了间隙式阻尼器阻尼力模型,并给出了阻尼器能量耗散的计算方法;赵志刚^[12]基于简化的 Maxwell 非线性模型,采用能量等效理论得到了非线性粘滞阻尼器的最优阻尼系数表达式,并通过有限元软件分析验证了其参数优化方法的正确性;刘晓飞^[13]采用有限元软件 Fluent 对不同活塞孔结构及不同动力黏度的粘滞阻尼器的输出力进行了数值模拟,指出粘滞阻尼器速度指数决定性的影响因素为硅油的流动指数,速度指数的大小与硅油流动指数的大小相近,说明了减小粘滞阻尼器的速度指数的根本办法是增大活塞的过流断面面积;郭畅等^[14]在考虑油液黏度及自重情况下采用 Fluent 软件分析了间隙式粘滞阻尼器性能,并指出该因素对阻尼器的速度指数和阻尼系数的影响规律;王琳等^[15]基于孔口流动原理建立了船用液压阻尼器的数学模型,在 AMESim 中搭建模型进行了优化设计,并通过试验验证了正确性;汪玮^[16]利用有限元软件分析了一种间隙式粘滞阻尼器并进行了力学性能试验,分析了不同阻尼介质及间隙大小对其力学性能的影响,提出阻尼力-速度关系曲线可以用幂指数模型回归。

上述工作主要研究工作介质在温度变化时的阻尼力输出特性,其影响的是间隙式粘滞阻尼器循环往复工作时的输出力变化规律,对其初始设计的指导性不强。

本研究在考虑二甲基硅油剪切稀化特性的基础上,建立了间隙式粘滞阻尼器输出力的 Simulink 仿真模型,并通过实验进行了验证。

1 理论推导

本研究采用间隙式粘滞阻尼器,其主要组成部分有:缸筒、活塞、活塞杆以及阻尼间隙。给定活塞正弦位移信号,推动活塞杆进行运动,粘滞阻尼器受压一腔的液体通过间隙流入另一侧的活塞腔中,介质在流动的过程中产生阻尼力,从而达到耗散能量的目的。图1为间隙式粘滞阻尼器示意图。



1. 活塞杆 2. 流体介质 3. 活塞 4. 阻尼间隙 5. 缸筒

图1 间隙式粘滞阻尼器示意图

分析间隙式粘滞阻尼器的力学特性,主要分析流体在间隙中的流动情况。流体在间隙中的流动可认为是平行平板缝隙流动。间隙中流体产生运动的原因有两个:一是由于存在压差而产生的流动;二是由于活塞相对于缸体内壁有相对运动产生的剪切流动。

假设粘滞阻尼器间隙为 h ,活塞沿着 x 轴正方向运动,则:

$$u_x = -u \quad \mu_y = 0 \quad \mu_z = 0 \quad (1)$$

在重力场的情况下,流体所受单位质量力:

$$X = Y = 0 \quad Z = -g \quad (2)$$

在上述条件下,黏性流体的运动方程为:

$$-\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial z^2} \right) = u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} \quad (3)$$

$$-\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial y} = 0 \quad (4)$$

$$-g - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} = 0 \quad (5)$$

由式(4)可知,压强 p 与 y 无关,对式(5)积分可得压强:

$$p = -\rho g z + f(x) \quad (6)$$

间隙中的流体以速度 u 运动,流体粘在缸体内壁上且间隙在 z 轴向上尺寸 h 很小,因此在间隙流动必然存在很大的速度梯度 $\frac{\partial u}{\partial z}$ 。由连续性方程可知,

$\frac{\partial u}{\partial x} \approx 0$ 组成间隙的壁面 y 轴向上的尺寸较大,则 $\frac{\partial u}{\partial y}$ 也是很小的,可以忽略不计,因此将式(3)简化为:

$$\frac{dp}{dx} = \mu \frac{d^2 u}{dz^2} \quad (7)$$

将式(7)对 z 积分可得:

$$u_x = -u = \frac{1}{\mu} \cdot \frac{dp}{dx} \cdot \frac{z^2}{2} + C_1 z + C_2 \quad (8)$$

$$u = - \left(\frac{1}{\mu} \cdot \frac{dp}{dx} \cdot \frac{z^2}{2} + C_1 z + C_2 \right) \quad (9)$$

假设活塞运动速度为 U ,为确定积分常数,给定边界条件,当 $z=0$ $\mu=U$; $z=\delta$ $\mu=0$ 。

由此可得:

$$C_1 = \frac{U}{\delta} - \frac{1}{\mu} \cdot \frac{dp}{dx} \cdot \frac{\delta}{2} \quad (10)$$

$$C_2 = -U \quad (11)$$

将式(10) ~ 式(11) 代入式(9) 可得间隙中流体的速度分布为:

$$u = \frac{1}{2\mu} \cdot \frac{dp}{dx} (\delta z - z^2) + U \left(1 - \frac{z}{\delta}\right) \quad (12)$$

1) 压差流动

压差引起的流体流动在间隙中的速度分布如图 2 所示。

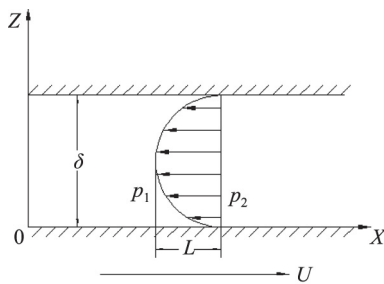


图 2 压差运动引起的速度分布

仅考虑压差引起的流体流动, 则 $U = 0$, 间隙中流体流速为:

$$u' = \frac{1}{2\mu} \cdot \frac{dp}{dx} (\delta z - z^2) \quad (13)$$

在平行平面形成的间隙中, 沿 x 方向的压强改变率是不变的。如果沿 l 长度内压强由 p_2 降至 p_1 , 压降为 $\Delta p = p_2 - p_1$, 则变化率为:

$$\frac{dp}{dx} = -\frac{\Delta p}{l} \quad (14)$$

则压差引起的流速为:

$$u' = -\frac{1}{2\mu} \cdot \frac{\Delta p}{l} (\delta z - z^2) \quad (15)$$

2) 剪切流动

剪切流动引起的流体流动在间隙中的速度分布如图 3 所示。

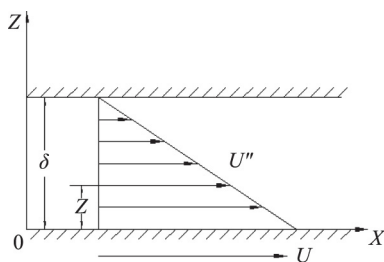


图 3 剪切流动引起的速度分布

在剪切流动中速度分布为:

$$u'' = U \left(1 - \frac{z}{\delta}\right) \quad (16)$$

因此间隙中的流速为压差运动引起的流速与剪切运动引起的流速的迭加为:

$$u = u' + u'' = -\frac{1}{2\mu} \frac{\Delta p}{l} (\delta z - z^2) + U \left(1 - \frac{z}{\delta}\right) \quad (17)$$

式中, l —— 间隙长度

μ —— 流体的动力黏度

δ —— 单边间隙高度

Δp —— 间隙两端的压差

U —— 活塞运动速度

本研究中的间隙式粘滞阻尼器采用的工作介质为二甲基硅油, 二甲基硅油作为典型的非牛顿流体, 其具有非常明显的剪切稀化特性。运动黏度 v 随着剪切速率 S_R 的增大呈现非线性变化, 如图 4 所示。当 $S_R < 1000$ 时, 运动黏度基本不变; 当 $1000 < S_R < 100000$ 时, 运动黏度随着剪切速率的增加呈现快速下降; 当 $S_R > 100000$ 时, 随着剪切速率的增大, 运动黏度的变化较为缓慢, 当剪切速率达到某一定值时, 二甲基硅油的黏度可认为基本不变。

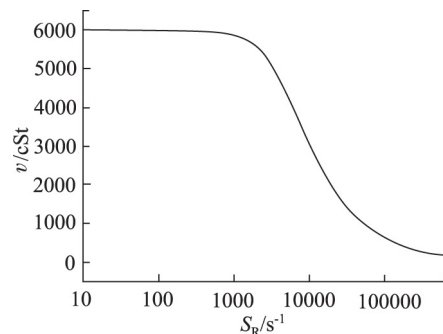


图 4 剪切速率-运动黏度变化曲线

剪切速率为:

$$S_R = -\frac{1}{2\mu} \cdot \frac{\Delta p}{l} (\delta - 2z) + U \left(-\frac{1}{\delta}\right) \quad (18)$$

动力黏度:

$$\mu = \rho v \quad (19)$$

式中, ρ —— 工作介质的密度

v —— 流体的运动黏度

间隙两侧的压差为:

$$\Delta p = -\frac{12\mu l}{\pi d^3} \left(A - \frac{\delta}{2} \pi d\right) U \quad (20)$$

式中, d —— 活塞直径

A —— 活塞有效作用面积

间隙式粘滞阻尼器所受阻尼力为:

$$F = \Delta p \cdot A$$

代入式(18)可得:

$$F = -\frac{12\mu l}{\pi d^3} \left(A^2 - A \frac{\delta}{2} \pi d \right) U \quad (21)$$

分析式(21)可知,同一规格的间隙式粘滞阻尼器,活塞的缸径及杆径为一定值,即活塞的有效作用面积相同,间隙的大小及长度为一定值,影响粘滞阻尼器输出阻尼力的因素有流体的黏度及活塞的运动速度。给定活塞位移标准正弦激励,则活塞的运动速度按照余弦规律进行变化,但由于流体的黏度发生非线性改变,使得输出阻尼力并不是标准的正弦输出。因此,工作介质的黏度变化可能会影响粘滞阻尼器的输出阻尼力,影响阻尼器的耗能。

2 仿真分析与实验

1) 实验装置

间隙式粘滞阻尼器实验装置如图5所示。本实验采用PWS-2000型消能试验机,由试验机主机、板式拉伸夹具、卡轴拉伸夹具、蓄能器供油系统、移动横梁液压控制系统、作动器液压控制装置、远程压力控制系统、主控制台、进口DOLI数字式全闭环多通道控制器、计算机及软件系统、测控系统、手动控制盒、电气拖动系统、安全防护及自动停机报警等系统组成。

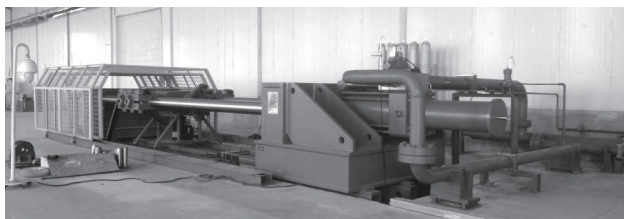


图5 实验装置图

表1给出了阻尼器及介质的主要参数。间隙式粘滞阻尼器的负载是由作动器液压控制装置提供,由于阻尼器与作动器之间存在间隙,作动器的位移是由内置的磁伸缩传感器测量,阻尼器内活塞的位移由拉线式位移传感器测量,负载力是由左端的载荷传感器测量。力传感器的测量范围为108~2700 kN,测量精度为±1% FS;位移传感器的测量范围为0~1000 mm,测量精度为±1% FS。力传感器和位移传感器的最大采样频率均为1000 Hz。实验中给定活塞位移 $s = A \sin(2\pi ft)$,通过改变活塞运动的频率和幅值,获得不同运动速度下的位移-负载特性。

表1 阻尼器及介质主要参数

参数	值
阻尼间隙高度 δ/mm	0.45、0.9
活塞运动幅值 A/mm	18~137
活塞运动频率 f/Hz	0.24~0.8
常温下二甲基硅油的密度 $\rho/\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	970
常温零剪切速率下二甲基硅油的黏度 v/cSt	6000

2) 仿真分析

根据上述理论推导,在MATLAB-Simulink中建立间隙式粘滞阻尼器的仿真计算模型,给定活塞正弦位移激励信号,得到间隙式粘滞阻尼器的位移-负载曲线。

图6为间隙 δ 为0.45 mm和0.9 mm的间隙式粘滞阻尼器实验与仿真计算的负载-位移曲线。表2为实验与仿真分析结果相对误差分析。

表2 实验与仿真分析结果相对误差分析

间隙/ mm	频率/ Hz	运动幅 值/mm	实验最大阻 尼力/kN	仿真最大 阻尼力/kN	相对 误差/%
0.45	0.8	63	487.4	478.2	1.9
	0.75	108	550.1	548.2	0.35
0.9	0.24	110	960	845.9	11.9
	0.48	137	1245	1101	11.6

分析图6及表2可知:

(1) 实验与仿真分析的负载-位移曲线基本吻合,输出最大阻尼力的相对误差在15%以内;

(2) 实验的负载-位移曲线比相应的仿真分析曲线要倾斜一些,使得第一、四象限的曲线面积减小,整个曲线变“瘦”,造成实验曲线的面积比仿真计算的面积要小;

(3) 实验的负载-位移曲线出现平移错动现象,该现象发生的原因可能是由于阻尼器的连接件之间存在间隙使得阻尼器产生了位移而没有阻尼力的输出。另外,实验曲线出现了不对称现象,这可能是由于阻尼器活塞缸直径不均匀造成的。

由于二甲基硅油具有的剪切稀化特性,使得油液的黏度在活塞运动过程中发生改变。表3为仿真分析的二甲基硅油黏度。分析表3可知,随着活塞运动幅

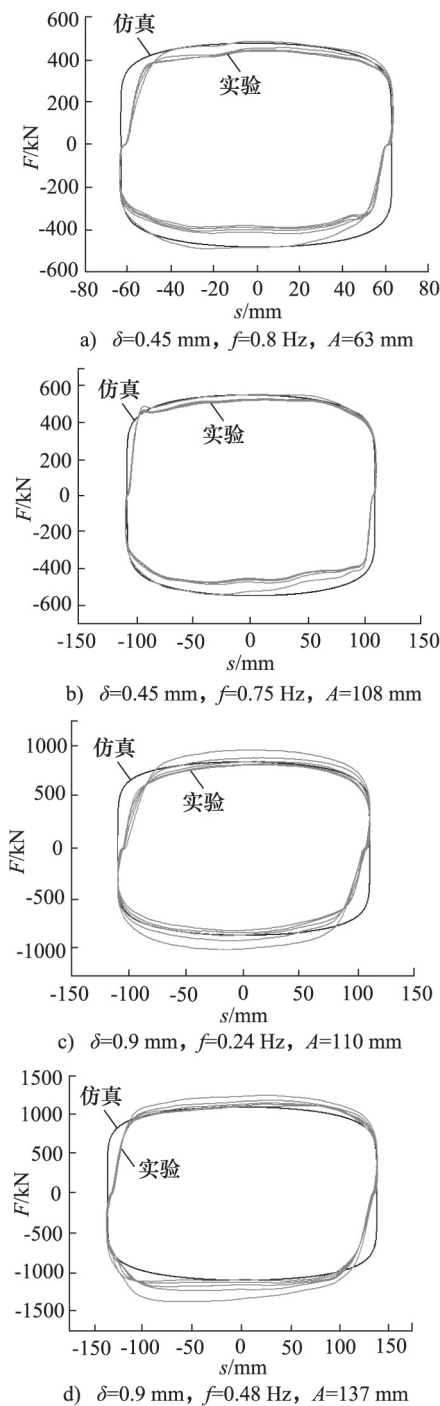


图 6 实验与仿真计算的负载-位移曲线

值和频率的改变,活塞的运动速度改变。当活塞运动速度变快时,剪切速率增大,黏度减小。

从仿真分析与实验的研究分析中发现,理论推导的间隙式粘滞阻尼器的阻尼力计算模型是正确可行的,二甲基硅油作为工作介质,其剪切稀化特性引起的黏度的改变影响阻尼器的输出阻尼力,因此,二甲基硅油的剪切稀化特性是影响粘滞阻尼器的力学性能的关键因素。

键因素。

表 3 仿真分析二甲基硅油黏度

间隙/mm	频率/Hz	运动幅值/mm	活塞运动速度/ $m \cdot s^{-1}$	最大剪切速率/ s^{-1}	黏度/cSt
0.45	0.8	63	0.32	298000	289.5
	0.75	108	0.51	479100	206.5
0.9	0.24	110	0.17	68820	821.4
	0.48	137	0.41	171400	429.3

3 结论

本研究在考虑二甲基硅油物理属性的基础上,建立了间隙式粘滞阻尼器输出阻尼力的 Simulink 仿真模型,并通过实验了其正确性(相对误差不超过 15%,满足 JG/T 209—2012 的要求)。

研究表明:二甲基硅油的剪切稀化特性是影响阻尼器力学性能的关键因素,活塞运动速度变大,剪切速率变大,黏度以非线性规律降低,使得输出阻尼力与速度呈指数规律变化。

本研究所采用的分析设计方法对间隙式粘滞阻尼器的设计具有重要指导意义。

参考文献:

- [1] 丁建华,欧进萍.油缸孔隙式粘滞阻尼器理论与性能试验[J].世界地震工程,2001,17(1):30-35.
DING Jianhua, OU Jinping. Theoretical Study and Performance Experiment for Cylinder with Holes Viscous Damper [J]. World Information on Earthquake Engineering, 2001, 17(1): 30-35.
- [2] 欧进萍,丁建华.油缸间隙式粘滞阻尼器理论与性能试验[J].地震工程与工程振动,1999,19(4):82-89.
OU Jinping, DING Jianhua. Theory and Performance Experiment of Viscous Damper of Clearance Hydrocylinder [J]. Earthquake Engineering and Engineering Vibration, 1999, 19(4): 82-89.
- [3] 李英,闫维明,纪金豹.变间隙粘滞阻尼器的性能分析[J].震灾防御技术,2006,4(2):153-162.
LI Ying, YAN Weiming, JI Jinbao, et al. Performance Analysis on Viscous Damper of Variable Clearance [J]. Technology for Earthquake Disaster Prevention, 2006, 4(2): 153-162.
- [4] 凌向前.附设粘滞阻尼器的消能减震结构的抗震分析与

- 研究[D].成都:西南交通大学,2008.
- LING Xiangqian. Seismic Analysis and Study Energy Dissipation Reduction Structure with Supplemental Viscous Dampers [D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2008.
- [5] 杨国华,叶正强,李爱群. 幂指关系粘滞流体阻尼器的力学性能研究[J]. 建筑结构, 2008 (8): 94-97.
- YANG Guohua, YE Zhengqiang, LI Aiqun, et al. Research for Mechanics Performance of Exponential Fluid Viscous Damper [J]. Building Structure, 2008 (8): 94-97.
- [6] 杨国华,李爱群,程文灏,等. 工程结构粘滞流体阻尼器的减振机制与控制分析[J]. 东南大学学报:自然科学版, 2001 (1): 57-61.
- YANG Guohua, LI Aiqun, CHENG Wenrang, et al. Analysis of Controlling Vibration Responses of Viscous Fluid Damper for Engineering Structures [J]. Journal of Southeast University: Natural Science Edition, 2001 (1): 57-61.
- [7] 叶正强,李爱群,程文灏,等. 采用粘滞流体阻尼器的工程结构减振设计研究[J]. 建筑结构学报, 2001 (4): 61-66.
- YE Zhengqiang, LI Aiqun, CHENG Wenrang, et al. Study on Vibration Energy Dissipation Design of Structures with Fluid Viscous Dampers [J]. Journal of Building Structures, 2001 (4): 61-66.
- [8] CONSTANTINOU M C, SYMANS M D. Experimental and Analytical Investigation of Seismic Response of Structures with Supplemental Fluid Viscous Dampers [J]. Technical Report, 1992 (92): 32.
- [9] CONSTANTINOU M C, SELEEMAH A A. Investigation of Seismic Response of Buildings with Linear and Non-linear Fluid Viscous Dampers [R]. Technical Report Nceer, 1997.
- [10] 贾九红,沈小要,杜俭业,等. 粘弹性阻尼器的力学特性分析[J]. 振动与冲击, 2007 26(10): 101-103.
- JIA Jiuhong, SHEN Xiaoyao, DU Jianye, et al. Mechanical Analysis of a Visco-elastic Damper [J]. Journal of Vibration and Shock, 2007 26(10): 101-103.
- [11] 贾九红,沈小要,杜俭业,等. 粘性流体阻尼器的设计与试验[J]. 机械工程学报, 2008 44(6): 194-198.
- JIA Jiuhong, SHEN Xiaoyao, DU Jianye, et al. Design and Experimental Research on Fluid Viscous Dampers [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008 44(6): 194-198.
- [12] 赵志刚. 桥梁粘滞阻尼器关键参数研究与优化设计[D]. 成都:西南交通大学, 2015.
- ZHAO Zhigang. Research on the Key Parameter and Optimization of Bridge's Viscous Damper [D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2015.
- [13] 刘晓飞. 基于数值模拟的粘滞阻尼器力学性能研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学, 2017.
- LIU Xiaofei. Investigation on Mechanical Properties of Viscous Dampers Based on Numerical Simulation [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2017.
- [14] 郭畅,武一民,付强,等. 粘滞阻尼器模型修正及关键参数的仿真研究[J]. 液压与气动, 2017 (12): 101-106.
- GUO Chang, WU Yimin, FU Qiang, et al. Adjustment of Viscous Damper Model and Simulation of Key Parameters [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2017 (12): 101-106.
- [15] 王琳,周盼,夏孟龙. 基于 AMESim 的船用液压阻尼器结构优化与仿真[J]. 液压与气动, 2018 (6): 94-98.
- WANG Lin, ZHOU Pan, XIA Menglong. Structure Optimization and Simulation Based on AMESim for Hydraulic Damper [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2018 (6): 94-98.
- [16] 汪玮. 间隙式粘滞阻尼器及其减振效果的理论与试验研究[D]. 武汉:华中科技大学, 2009.
- WANG Wei. Theory and Experimental Studies Regarding Damping Effect of Viscous Damper of Clearance Hydrocylinder [D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2009.

引用本文:

杨珂,闵为,段沛,等. 间隙式粘滞阻尼器的力学特性分析[J]. 液压与气动, 2020 (6): 135-140.

YANG Ke, MIN Wei, DUAN Pei, et al. Mechanical Analysis of Clearance Viscous Dampers [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2020 (6): 135-140.