

# 低频振动控制用阻尼器流固耦合仿真\*

李振哲<sup>1</sup> 华璟<sup>1</sup> 孙杰<sup>1</sup> 周徐斌<sup>2</sup> 刘兴天<sup>1†</sup>

(1. 上海卫星工程研究所, 上海 201109) (2. 上海航天技术研究院, 上海 201109)

**摘要** 卫星挠性附件的低频振动极易与整星发生动力学耦合, 进而影响姿态控制效果与卫星成像性能. 本文设计了一种新型流体阻尼器, 通过在挠性附件和星体之间串联该流体阻尼器的方案来快速稳定挠性附件的低频振动; 建立了阻尼器结构模型, 使用基于有限元法的流固耦合仿真获取了阻尼器在低频激励下的迟滞回线; 研究了流体阻尼器的阻尼特性; 定义了阻尼系数并给出了阻尼系数随阻尼孔径、阻尼孔长和激励频率的变化规律. 结果表明, 低频激励下阻尼系数随激励频率的增加而减小, 随孔径与孔长的增加而先增大后减小, 存在最佳阻尼系数. 该结果为阻尼器在工程实际中的应用提供设计参考.

**关键词** 流体阻尼器, 流固耦合, 低频振动, 滞回曲线, 最佳阻尼系数

**中图分类号**: O328

**文献标志码**: A

## 引言

高分辨率是遥感探测类卫星发展的永恒方向, 分辨率的提升使得搭载的相机口径以及天线阵面不断向大尺度, 大挠性方向发展. 此外, 卫星功率的增大也使太阳阵等挠性结构进一步加大. 挠性结构的增多会导致卫星姿态机动或受外界扰动后产生频率低、持续时间长的振动, 进而影响姿态控制效果和卫星成像性能<sup>[1]</sup>. 为了保证卫星挠性结构的振动快速衰减, 采取被动阻尼减振是可靠性高、性能优良的方法, 该方法已在多个卫星上在轨应用<sup>[2]</sup>.

著名的哈勃望远镜太阳阵就采取了黏性阻尼减振措施, 还使用 Honeywell 公司设计的流体阻尼器来隔离飞轮产生的扰动<sup>[3]</sup>; Davis 等人在两参数流体阻尼器的基础上设计了一种固有频率为 1.5 Hz 的三参数被动流体阻尼器来隔离反作用飞轮产生的微振动<sup>[4]</sup>; 美国国家航空航天局研发的 D-strut 流体阻尼器用于航天器桁架结构的减振与控制力矩陀螺的隔振上<sup>[5]</sup>. 国内的陆泽瑜<sup>[6]</sup>、邓国红<sup>[7]</sup>、彭志科<sup>[8]</sup>还使用了非线性阻尼进行隔振研

究. 对于流体阻尼器的仿真国内学者也进行了大量研究. 徐晓东使用 Ansys CFX 软件仿真分析不同频率的激励对孔隙式流体阻尼器性能产生的影响<sup>[9]</sup>; 陈威使用 MATLAB 软件模拟分析了阻尼孔大小、阻尼孔长度、硅油黏度等对流体阻尼器性能的影响<sup>[10]</sup>; 丁行武使用 CFD 软件对孔隙式阻尼器进行了仿真计算与实验分析<sup>[11]</sup>.

本文设计了一种新型流体阻尼器, 通过对结构增加阻尼器件, 提高挠性结构的阻尼比, 在轨时快速衰减挠性结构的低频振动, 减少挠性附件低频振动对整星姿轨控系统的影响, 提升卫星的在轨稳定度.

本文的创新点通过有限元软件对不同参数的阻尼器进行流固耦合仿真分析, 得到了阻尼孔径、阻尼孔长度对阻尼力的影响规律, 验证了最佳阻尼系数的存在, 为阻尼器的性能分析和工程应用提供设计指导.

## 1 流体阻尼器结构与工作原理

设计的流体阻尼器结构示意图如图 1 所示, 主要由上阻尼筒、U 形柔性筒、下阻尼筒、波纹管、弹簧

等组成. 上阻尼筒、U形柔性筒与下阻尼筒按示意图中顺序相连接, 通过结构间的空隙构成上腔体. 下阻尼筒与波纹管通过焊接相连, 波纹管下端与下阻尼筒之间安装预紧弹簧提供背压, 通过结构间的空隙构成下腔体. 上下两个阻尼腔通过下阻尼筒中的阻尼孔连接, 构成一个完整的阻尼器内部流场.

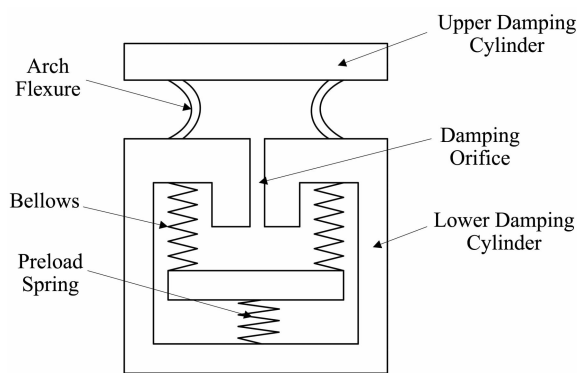


图1 流体阻尼器结构示意图

Fig. 1 Structure diagram of the fluid damper

如果阻尼器受到压缩或拉伸, 将会产生轴向的变形, 压缩或拉伸 U 形柔性筒, 引起上阻尼腔内阻尼液体积减小或增大, 从而使阻尼液流入或流出阻尼孔, 产生阻尼力, 起到振动抑制的作用. 将柔性筒设计成 U 形结构, 其外径远大于阻尼孔的直径, 当柔性筒发生很小的形变时, 阻尼液的体积会发生较大的变化, 从而可以增加流经阻尼孔的流量, 在较小激励下产生较大的阻尼.

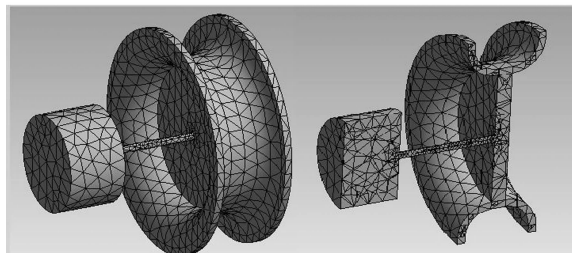
## 2 流体阻尼器仿真计算

为了研究流体阻尼器的阻尼力、滞回耗能性能及等效阻尼系数等参数, 本文使用有限元软件对阻尼器进行流固耦合仿真计算, 对硅油通过阻尼器内阻尼孔后阻尼器内部的流场进行仿真. 首先用三维建模软件建立流体和固体的三维模型, 将建立好的模型导入有限元软件中, 分别对流体和固体部分进行网格划分和计算设置, 然后把划分完成的流体和固体进行耦合分析. 同时在仿真分析时, 作出如下假设: (1) 流体不可压缩; (2) 忽略温度影响; (3) 流体流动满足流量的连续性条件.

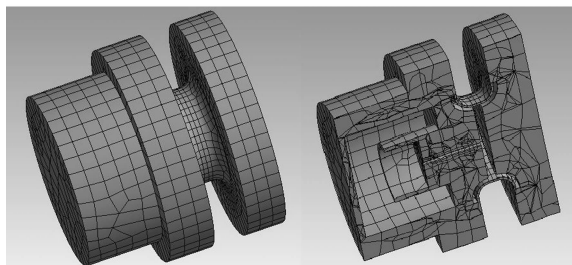
### 2.1 有限元模型

阻尼器的有限元模型分别由流体部分和固体部分组成. 固体部分由上阻尼筒, 柔性筒以及下阻尼筒组成, 计算模型如图 2 所示, 其中下阻尼筒的下端与波纹管相连接, 波纹管的下端受弹簧压缩,

提供背压, 本次采取在出口设置背压的方式进行弹簧力的模拟. 实体模型采用六面体单元, 流体部分采用四面体单元进行网格划分



(a) 流体部分有限元模型  
(a) Finite element model of fluid parts



(b) 固体部分有限元模型  
(b) Finite element model of solid parts

图2 流体与固体部分有限元模型

Fig. 2 Finite element model of fluid and solid parts

### 2.2 阻尼系数计算方法

流体阻尼器动力学模型的阻尼系数通常使用有限元软件仿真分析或者实验测试得到. 本文通过仿真分析得到流体阻尼器固定端支反力与流体阻尼轴向位移间接计算出流体阻尼器动力学模型的阻尼系数.

由于流体阻尼器的阻尼特性, 对流体阻尼器施加正弦位移激励时, 输入的位移与输出的流体阻尼器支反力的数值会形成一个封闭的曲线, 这个封闭曲线被称为迟滞回线, 该曲线围成的面积与流体阻尼器由于阻尼作用在正弦位移激励下一个周期内消耗的能量成正比. 本文通过迟滞回线的方法处理仿真得到的流体阻尼器固定端支反力与流体阻尼轴向位移, 以此计算流体阻尼器的阻尼系数.

因此, 当对流体阻尼器施加一个正弦位移激励  $x(t) = x_0 \sin(\omega_0 - \theta)t$  时, 产生的阻尼力为:

$$F_d = c\dot{x} \quad (1)$$

在一个周期内流体阻尼器消耗的能量为:

$$\Delta E = \oint F_d dx = \pi c \omega_0 x_0^2 \quad (2)$$

此时流体阻尼器阻尼系数为:

$$c = \frac{\Delta E}{\pi \omega_0 x_0^2} \quad (3)$$

如图 3 所示,本次仿真将 A 面设置为固定端并记录该面的支反力,对 B 面施加正弦速度激励,最大位移为 0.025 mm,将内部与流体接触的面设置为耦合面进行仿真分析.通过流固耦合的方法仿真得到流体阻尼器固定端支反力与流体阻尼轴向位移,以此得到各工况的迟滞回线,并以此计算流体阻尼器的阻尼系数.

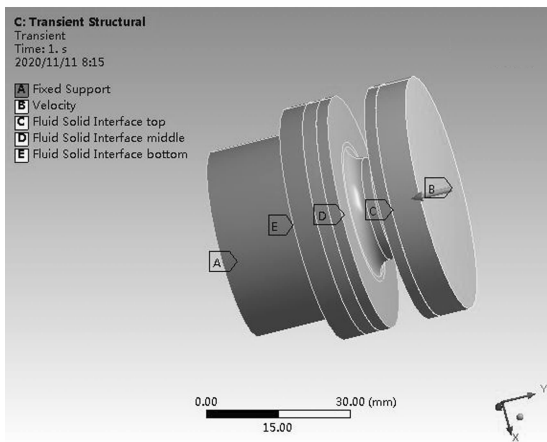


图 3 流固耦合参数设置

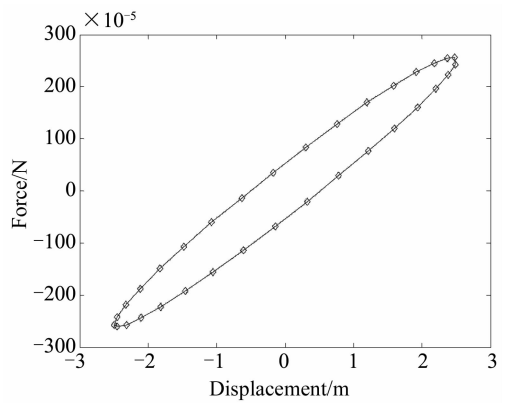
Fig.3 Parameter setting of fluid structure coupling

本文通过仿真得到的阻尼孔孔径 0.6 mm、0.8 mm、1.0 mm、1.2 mm 工况下迟滞回线如图 4 所示.通过迟滞回线的面积对流体阻尼器各参数进行计算分析.

### 3 仿真结果分析

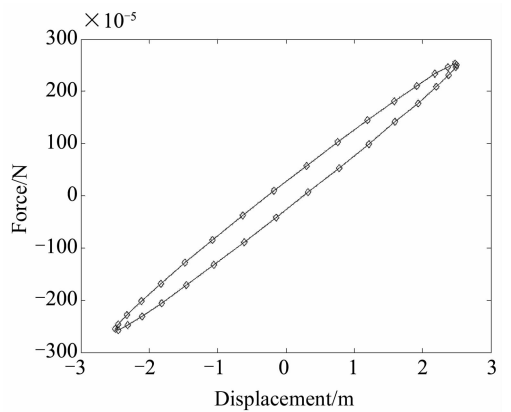
#### 3.1 阻尼器内流场特性

图 5 为激励速度最大时阻尼器流体区域的压力场分布图,此时流场压力达到最大值.从图中可以看出左右两侧腔体内压力基本保持恒定,而阻尼孔中压力从右至左呈线性增大的规律.



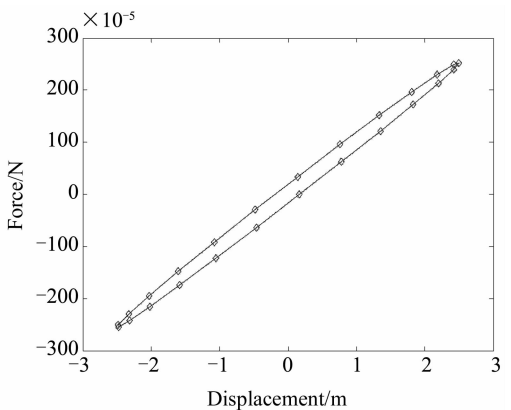
(b) 0.8 mm 孔径迟滞回线图

(b) Hysteresis curve of 0.8 mm orifice diameter



(c) 1.0 mm 孔径迟滞回线图

(c) Hysteresis curve of 1.0 mm orifice diameter

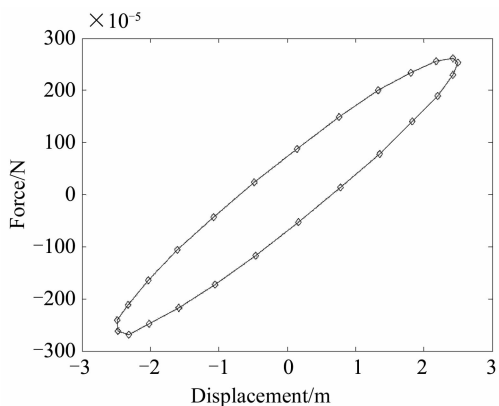


(d) 1.2 mm 孔径迟滞回线图

(d) Hysteresis curve of 1.2 mm orifice diameter

图 4 各工况下迟滞回线

Fig.4 Hysteresis loop of each working condition



(a) 0.6 mm 孔径迟滞回线图

(a) Hysteresis curve of 0.6 mm orifice diameter

提取了阻尼孔内 A、B、C 三点处流体压力随时间的变化规律,如图 6 所示,阻尼孔内各点的流体压力随时间成正弦变化,当激励速度达到最大值时,流体压力也达到最大值.压力变化的幅值由 A 点到 C 点逐渐减小.

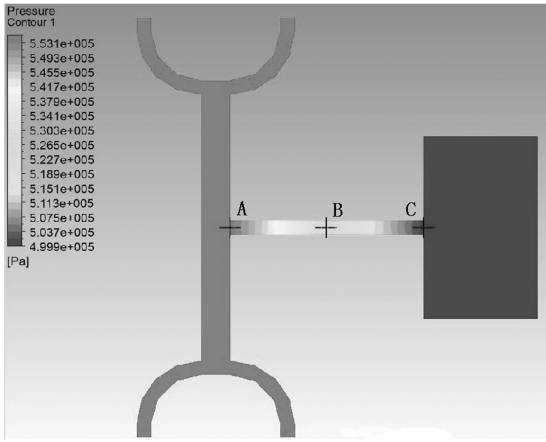
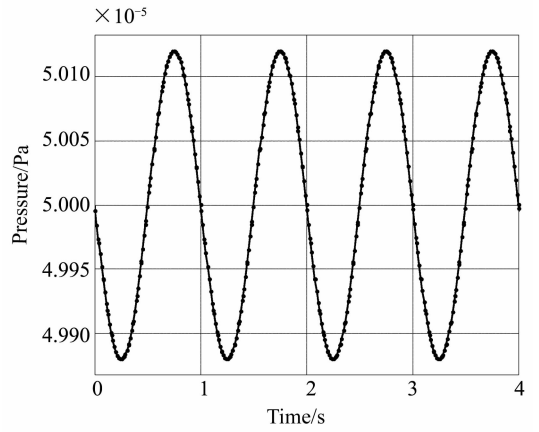


图5 流体压力场分布  
Fig.5 Distribution of fluid pressure field



(c) 点 C 处流场压力随时间变化曲线图  
(c) Pressure change curve at point C

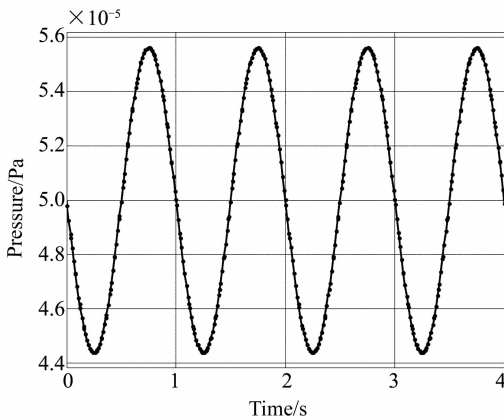
### 3.2 阻尼孔径对阻尼系数的影响

流体阻尼器阻尼孔径是影响其隔振性能的重要因素之一,阻尼孔的直径会影响阻尼器的动刚度和阻尼系数.本文分析了改变阻尼孔径对阻尼器隔振性能的影响,计算参数如表 1 所示.

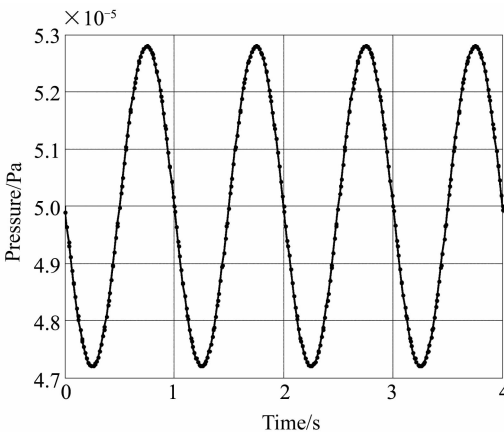
图6 流体压力随时间变化曲线图  
Fig.6 Pressure change curve of fluid

表 1 计算参数  
Table 1 Calculation parameters

Parameter	Value
Aperture /mm	0.6 ~ 1.4
Length of hole /mm	13
Viscosity /cst	1000
Density kg/m <sup>3</sup>	903
Frequency /Hz	1
Amplitude /mm	0.025



(a) 点 A 处流场压力随时间变化曲线图  
(a) Pressure change curve at point A



(b) 点 B 处流场压力随时间变化曲线图  
(b) Pressure change curve at point B

图 7 是在 1Hz 激励下不同孔径时阻尼系数随孔径大小的变化规律.由图可知,随着阻尼孔径的增加,在阻尼活塞中流经阻尼孔的流量先增大后减小,因而阻尼系数随阻尼孔径的增大而先增加后减小.

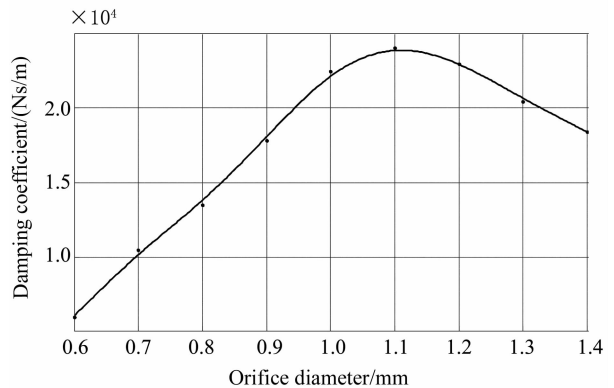


图7 不同孔径阻尼系数变化规律  
Fig.7 Variation of damping coefficient of different orifice diameter

### 3.3 阻尼孔长对阻尼系数的影响

流体阻尼器阻尼孔长也是影响其隔振性能的重要因素之一.本文分析了改变阻尼孔长对阻尼器隔振性能的影响,计算参数如表 2 所示.

表2 计算参数  
Table 2 Calculation parameters

Parameter	Value
Aperture /mm	1
Length of hole /mm	11 ~ 19
Viscosity /cst	1000
Density $\text{kg/m}^3$	903
Frequency /Hz	1
Amplitude /mm	0.025

图8是在1 Hz激励下不同孔长时阻尼系数随孔长度的变化规律.由图可知,阻尼系数随着孔长先增大后减小,因为孔长较小时,主要是阻尼活塞内流经阻尼孔的流体产生阻尼,随着阻尼孔的增长,流经阻尼孔的流体摩擦耗能增多,阻尼系数增大,当阻尼孔继续增长时,液阻产生的影响变大,阻尼活塞内被压缩的流体增多,因此阻尼孔内的流量减少,导致阻尼系数减小.

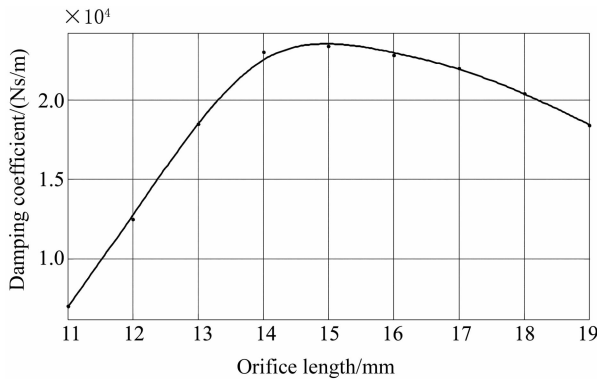


图8 不同孔长阻尼系数变化规律

Fig. 8 Variation of damping coefficient of different orifice length

### 3.4 激励频率对阻尼系数的影响

流体阻尼器的阻尼系数随着激励频率不断改变,因此,本文分析了激励频率对阻尼系数的影响,计算参数如表3所示.

表3 计算参数  
Table 3 Calculation parameters

Parameter	Value
Aperture /mm	1
Length of hole /mm	13
Viscosity /cst	1000
Density $\text{kg/m}^3$	903
Frequency /Hz	0.1 ~ 2
Amplitude /mm	0.025

图9是阻尼系数随激励频率的变化曲线.由图中可知,随着激励频率的增大,阻尼系数减小,其原因在于激励频率增大时,液阻迅速增大,阻尼活塞内被压缩的流体也增大,因此通过阻尼孔的流量减小,阻尼系数也减小.

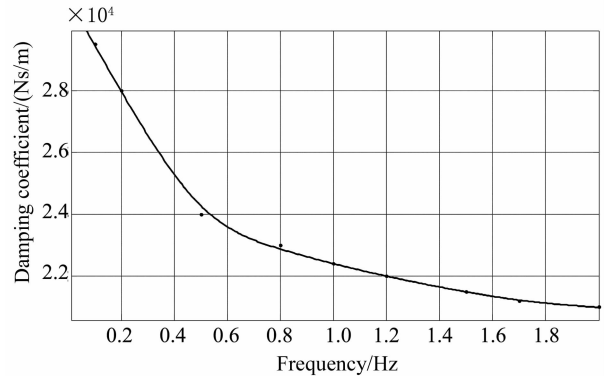


图9 不同激励频率阻尼系数变化规律

Fig. 9 Variation of damping coefficient of different excitation frequency

## 4 结论

本文设计了一种流体阻尼器,并采用流体力学仿真软件对其进行了流固耦合仿真分析.仿真结果表明,在低频激励下,随着孔径与孔长的增加,阻尼系数先增大后减小,以最大阻尼系数为目标,存在对应的最佳阻尼孔径与孔长,其大于或小于最佳孔径与孔长,阻尼系数均减小.随着激励频率的增加,阻尼系数减小.在实际应用与挠性附件减振时,应根据结构和基频信息合理设计参数以达到最佳阻尼比和减振效果.本文对此类低频振动控制用阻尼器的设计具有一定的指导作用.

## 参考文献

- 李东旭. 挠性航天器结构动力学. 北京: 科学出版社, 2010 (Li D X. Structural dynamics of flexible spacecraft. Beijing: The Science Publishing Company, 2010 (in Chinese))
- 孔祥森, 周静, 刘兴天, 等. 卫星挠性附件用黏弹性阻尼器试验研究. 噪声与振动控制, 2018, 38(4): 67 ~ 71 (Kong X S, Zhou J, Liu X T, et al. Experimental research on viscoelastic damper for satellite flexible appendages. *Noise and Vibration Control*, 2018, 38(4): 67 ~ 71 (in Chinese))
- Anderson E, Trubert M, Fanson J, et al. Testing and application of a viscous passive damper for use in precision truss structures. In: Proceeding of the 32nd AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and

- Materials Conference, Baltimore, USA, Apr. 8-10, 2796-2808(1991).
- 4 Davis P, Cunningham D, Harrell J. Advanced 1.5 Hz passive viscous isolation system// Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference. 2013; 43
  - 5 Tosovsky J, Janulik V, Ruensamen D T. Adaptive three parameter isolator assemblies including external magnetorheological valves, US 20160010717 A1. 2016
  - 6 胡广深,陆泽琦,陈立群. 非线性阻尼非线性刚度隔振系统参数识别. 振动与冲击, 2018, 37(9): 68 ~ 73 (Hu G S, Lu Z Q, Chen L Q. Parametric recognition for a vibration isolation system with nonlinear stiffness and nonlinear damping. *Journal of Vibration and Shock*, 2018, 37(9): 68 ~ 73 (in Chinese))
  - 7 邓国红,李长江,杨鄂川,等. 磁流变阻尼器动力学模型参数识别. 机械设计与制造, 2019(2): 42 ~ 46 (Deng G H, Li C J, Yang E C, et al. Parameter identification for magnetorheological damper dynamic model. *Machinery Design & Manufacture*, 2019(2): 42 ~ 46 (in Chinese))
  - 8 彭志科,郎自强,孟光,等. 一类非线性隔振器振动传递特性分析. 动力学与控制学报, 2011, 9(3): 314 ~ 320 (Peng Z K, Lang Z Q, Meng G, et al. Analysis on transmissibility for a class of nonlinear vibration isolators. *Journal of Dynamics and Control*, 2011, 9(3): 314 ~ 320 (in Chinese))
  - 9 徐晓东. 桥梁黏滞阻尼器设计及性能研究. 成都: 西南交通大学, 2011 (Xu X D. Design and performance research of bridge viscous damper. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2011 (in Chinese))
  - 10 陈威. 黏滞阻尼器的理论和实验研究. 武汉: 华中科技大学, 2012 (Chen W. Theoretical and experimental study on viscous dampers. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2012 (in Chinese))
  - 11 丁行武,唐璐,卜继玲,等. 孔隙式粘滞阻尼器 CFD 计算与试验分析. 液压气动与密封, 2019, 10(4): 53 ~ 57 (Ding X W, Tang L, Bu J L, et al. CFD numerical simulation and experimental study on pore viscous damper. *Hydraulics Pneumatics & Seals*, 2019, 10(4): 53 ~ 57 (in Chinese))

## FLUID STRUCTURE COUPLING SIMULATION OF DAMPER FOR LOW FREQUENCY VIBRATION CONTROL OF SATELLITE FLEXIBLE APPENDAGES\*

Li Zhenzhe<sup>1</sup> Hua Jing<sup>1</sup> Sun Jie<sup>1</sup> Zhou Xubin<sup>2</sup> Liu Xingtian<sup>1†</sup>

(1. Shanghai Institute of Satellite Engineering, Shanghai 201109, China)

(2. Shanghai Aerospace of Spaceflight Technology, Shanghai 201109, China)

**Abstract** The low frequency vibration of flexible appendage of the satellite is easy to be coupled with the whole satellite, and affect the attitude control effect and imaging performance of the satellite. In this paper, a new type of fluid damper is designed, which can quickly stabilize the low frequency vibration of the flexible appendage by connecting the fluid damper in series between the flexible appendage and the satellite. The specific structural model of the damper are established, and the damping characteristics of the fluid damper are studied by using the finite element analysis method. The variation of damping coefficient with orifice diameter, orifice length and excitation frequency is obtained. The result shows that under low frequency excitation, the damping coefficient decreases with the increase of excitation frequency. The damping coefficient increases first and then decreases with the increase of the diameter and length of the damping hole. The result in this paper can provide useful design reference for the application of this kind of damper in engineering practice.

**Key words** fluid damper, fluid structure coupling simulation, low frequency vibration, hysteresis curve, optimal damping constant

Received 6 December 2020, revised 24 October 2021.

\* The project supported by the National Natural Science Foundation of China (51875363)

† Corresponding author E-mail: xliu509@126.com