

某型发动机转速控制机构减振分析及试验验证*

王煜坤^{1,2}, 黄国平³, 朱家桢⁴

(1. 南京航空航天大学民航学院 南京, 211106) (2. 南京航空航天大学金城学院 南京, 211156)

(3. 南京航空航天大学能源与动力学院 南京, 210016)

(4. 航空工业集团公司南京机电液压工程研究中心 南京, 211106)

摘要 为了解决某型发动机起动装置的转速控制机构提前脱开故障, 提出了基于橡胶阻尼材料的转速控制机构减振计算方法。运用此方法对转速控制机构进行了优化设计, 并对优化设计后的转速控制机构在试验台上进行了试验验证。结果表明: 优化后的转速控制机构提前脱开故障得到解决, 满足了飞机的使用要求; 转速控制机构减振分析方法有效解决了外场发动机起动问题, 降低了起动装置的维修费用, 提高了经济效益。

关键词 转速控制机构; 橡胶阻尼; 减振分析; 试验验证

中图分类号 TH134; V233.6

引言

随着飞行任务载荷量的增加, 飞机上发动机的工作时间及起动装置的起动次数也相应增加。转速控制机构是连接起动装置和发动机的桥梁, 转速控制机构提前脱开故障直接影响发动机工作的可靠性。起动装置用来起动发动机, 把发动机转速带到规定转速时, 由起动装置上的转速控制机构控制起动装置工作。由于起动装置在起动发动机过程中受到振动等各种因素的影响, 在起飞过程中经常出现转速控制机构提前脱开故障, 控制起动装置停止工作, 造成发动机起动失败^[1]。

笔者针对某型发动机起动装置的转速控制机构出现的提前脱开故障进行分析, 提出减振设计方案, 并对该方案进行理论分析和试验验证, 解决了外场发动机起动问题, 降低了起动装置的维修费用, 提高了经济效益^[2-5]。

1 转速控制机构简介

某型发动机起动装置的转速控制机构属机械式敏感控制单元, 其结构如图 1 所示, 主要由齿轮轴、锥形盘、钢球、轴承及弹簧等组成。由转动臂、顶杆和微动开关组成执行机构, 微动开关用来控制电路。转速控制机构连接电路元件微动开关, 该微动开关为常闭开关。

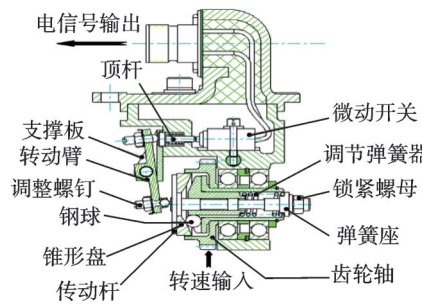


图 1 转速控制机构结构图

Fig.1 Construction of speed control mechanism

起动发动机工作过程中, 起动装置动力涡轮轴转速经过两级减速后传递到转速控制机构的齿轮轴, 随着转速控制机构转动部件转速升高, 中心对称分布的 3 个钢球在离心力作用下沿径向向外滑动, 推动锥形盘和传动杆, 通过杠杆机构触动微动开关, 完成控制起动装置电路的动作。转速下降后, 在弹簧恢复力作用下锥形盘、传动杆及钢球恢复原位。

微动开关是转速控制机构中的关键元件, 其内部主要构造是 1 根金属簧片, 其一端固定一端自由, 构成悬臂梁结构。自由端嵌入有金属触点, 触点与微动开关顶部的固定金属板接触。该金属板与金属簧片固定端分别引出导线, 金属簧片中部位置对应顶杆。随着起动装置转速逐渐增大, 锥形盘克服弹簧恢复力而顶起传动杆, 推动微动开关的顶杆并压下簧片, 使触点与金属板分离。微动开关内部结

* 国家科技重大专项资助项目 (J2019-II-0007-0027)

收稿日期: 2023-01-20; 修回日期: 2023-07-10

结构示意图如图 2 所示,用硬质塑料注塑封死,外部用金属外壳包裹。

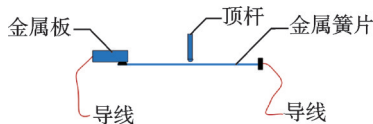


图 2 微动开关内部结构示意图
Fig.2 Internal construction of microswitch

2 转速控制机构有限元建模及验证

在 MSC.Patran 平台上,采用实体单元对转速控制机构进行了有限元建模,共划分 11 377 个单元,15 282 个节点,上下壳体的接触面和 2 个螺栓使用 Patran 的 Glue 功能进行接触连接。为了与试验进行对比,采用自由-自由状态进行固有模态分析^[6-8]。转速控制机构固有模态如图 3 所示。

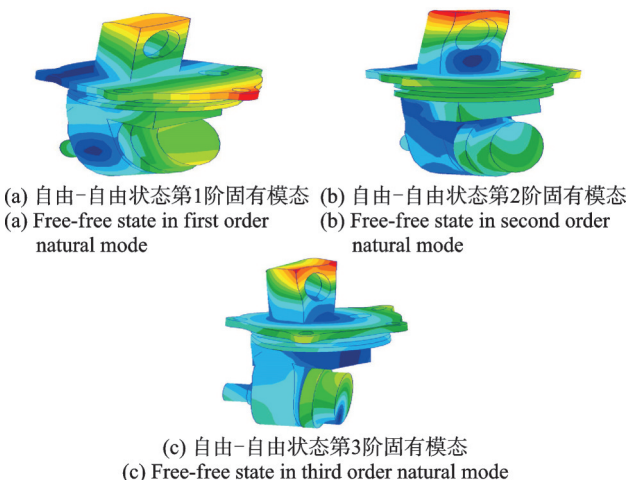


图 3 转速控制机构固有模态
Fig.3 Natural mode of speed constrained mechanism

为了验证所建立的有限元模型的准确性,对转速控制机构进行了模态试验。试验设备包括:德国 PDV-100 激光测振仪;英国 B&K 公司的 LDS Dac-tron 动态信号分析仪;美国 PCB 086B08 微型力锤。试验时用海绵垫支撑转速控制机构,使其试验的边界条件近似为自由-自由状态。

通过力锤法获得转速控制机构的频响函数矩阵,采用频域模态参数识别方法获得模态参数。转速控制机构幅频特性如图 4 所示,其自由-自由固有模态分析与试验对比如表 1 所示。

通过试验对比发现,分析所得固有频率与试验所得固有频率差别不大,误差均小于 10%。

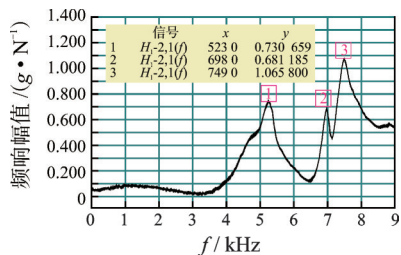


图 4 转速控制机构幅频特性
Fig.4 Amplitude-frequency characteristic of speed control mechanism

表 1 转速控制机构自由-自由固有模态分析与试验对比

Tab.1 Comparison between analysis and experimental results of speed control mechanism in free-free natural mode

阶次	固有频率/Hz		误差/%	模态图	振型
	分析	试验			
1	5 151	5 230	1.51	图 3(a)	弯曲
2	7 239	6 980	3.71	图 3(b)	弯扭耦合
3	8 084	7 490	7.93	图 3(c)	扭转

3 微动开关振动筛选试验

设计时要求微动开关安装在转速控制机构前需进行振动筛选试验。振动筛选试验要求振动强度为 15 g,频率为 6~10 kHz 扫频。微动开关试验电路如图 5 所示。

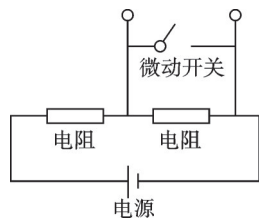


图 5 微动开关试验电路
Fig.5 Experimental circuit of microswitch

微动开关为常通,两端的电压为 0。当微动开关放置在振动台上处于振动环境时,金属簧片受到激振力的作用产生振动^[9-11]。当激振频率与金属簧片(弯曲薄片系统)的固有频率重合且强度足够时则发生共振。金属簧片振幅较大,使端部的触点脱离,两端产生电压,数据采集设备有电压读数。在扫频过程中微动开关始终闭合且电压为 0 即为合格,否则不合格。

金属簧片在振动过程中,触点随着往复振动与金属板不断发生接触碰撞,电压读数应在 0 与某个电压值之间不断振荡,其振荡频率是当前的激振力

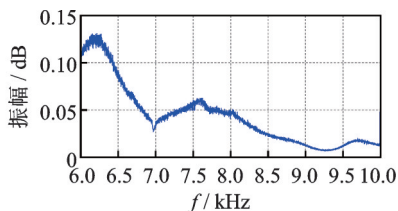
共振频率,该频率也是金属簧片(弯曲薄片系统)的固有频率。

为了验证以上分析,采用2个微动开关(1号、2号),将传感器安装在微动开关的顶杆一侧,如图6所示。采集扫频试验时微动开关的振动响应信号,采样频率为48 kHz。微动开关扫频试验响应频域图如图7所示。



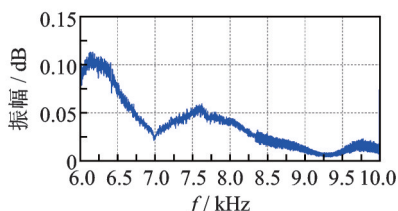
图6 传感器安装位置示意图

Fig.6 Mounting position of sensor



(a) 1号微动开关扫频试验响应频域图

(a) Frequency of No.1 microswitch sweep frequency experimental response



(b) 2号微动开关扫频试验响应频域图

(b) Frequency of No.2 microswitch sweep frequency experimental response

图7 微动开关扫频试验响应频域图

Fig.7 Frequency of microswitch sweep frequency experimental response

由图7可以看出,1号、2号微动开关分别在6 300和6 200 Hz处响应信号的峰值最大。筛选试验中当振动台激励信号达6 200或6 400 Hz时,与微动开关的固有频率接近,振动幅度迅速增大,出现峰值。当激励信号增大,逐渐远离微动开关固有频率时,振动幅值也迅速减小。

从所测电压数据来看,此时电压在0~1.5 V之间振荡,振荡周期大约在0.15 ms左右,对应的振荡频率为6 600 Hz左右。可以判断,此时微动开关金属簧片发生了振荡,导致触点不断接触脱开,引起电压的振荡,表明金属簧片和转速控制机构发生了共振。理论分析和试验结果吻合。

4 减振分析及试验验证

4.1 外场使用情况

某型发动机起动装置在外场起动发动机时经常出现转速控制机构提前脱开故障,起动装置停止工作,造成发动机起动失败。其原因为转速控制机构上的微动开关在工作时受到起动装置及发动机耦合振动的影响,微动开关金属簧片发生振荡导致触点脱开。针对此种故障并结合微动开关安装环境,需要在微动开关下面增加减振结构。考虑到安装空间及结构更改最小化原则,在微动开关下面增加橡胶减振垫,减振垫选用6144硅橡胶。

4.2 橡胶减振垫减振原理

橡胶减振主要依赖于阻尼耗散振动能量^[12-13]。橡胶阻尼减振不仅能抑制包络振动和随机振动等强迫振动,也能够抑制自激振动。为了便于进行数学推演,采用单自由度的强迫振动系统作为特例,通过分析具有阻尼力的振动系统的运动方程,分别说明橡胶阻尼减振的基本原理。

4.2.1 橡胶减振原理

对于单自由度的强迫振动系统,相应的运动微分方程^[14]为

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = f(t) \quad (1)$$

在零初始条件下,将式(1)作拉氏变换,得到单自由度振动系统位移 x 对激励力 $f(t)$ 的传递函数

$$G(s) = 1/(ms^2 + cs + k) \quad (2)$$

令 $s = j\omega$,导出单自由度振动系统位移 x 对激励力 $f(x)$ 的频率特性 $G(j\omega)$ 。相应的幅频特性为

$$R(\omega) = 1/\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + c^2\omega^2} \quad (3)$$

假设外力为简谐激励力, $f(t) = f_0 \cos \omega t$,导出单自由度振动系统位移的振幅解析式为

$$x_0 = f_0/\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + c^2\omega^2} \quad (4)$$

单自由度振动系统受到常值力 f_0 作用时,根据运动方程得到静态位移的解析式为

$$x_{st} = f_0/k \quad (5)$$

定义振动系统的动力放大系数为简谐力产生的位移振幅与同样大的静力产生的常值位移的比值。比较式(4)和式(5),可以得到单自由度振动系统的动力放大系数的解析式为

$$A(g) = \frac{x_0}{x_{st}} = \frac{1}{[(1 - g^2)^2 + 4\zeta^2 g^2]^{\frac{1}{2}}} \quad (6)$$

其中: ζ 为振动系统的阻尼比; g 为振动系统的频率比。

改变振动系统的阻尼比,按式(6)计算单自由度振动系统的动力放大系数。振动系统频率比关系曲线如图8所示。由图可知,如果振动系统的阻尼比很小,激励频率又接近系统的固有频率,那么振动系统的稳态振幅很大,振动系统发生共振。

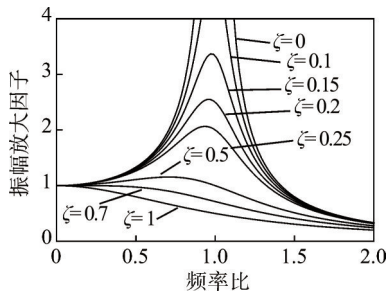


图8 振动系统频率比关系曲线

Fig.8 Relationship of vibration system frequency ratio

为了显示阻尼减振器的减振效果,在模型上增加一个阻尼器,其力学模型如图9所示。设原有阻尼器的阻尼系数为 c ,增加阻尼器的阻尼系数为 c_1 。

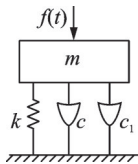


图9 增加阻尼器的力学模型

Fig.9 Mechanical model of multiple damper

若振动系统原先的阻尼比为 ζ ,则增加阻尼器后系统的阻尼比为

$$\zeta' = (1 + v)\zeta \quad (7)$$

其中: v 为无因次常数。

$$v = c_1/c \quad (8)$$

式(7)和式(8)表明,如果新阻尼器的阻尼系数足够大,使比值 v 远大于1.0,则振动系统的阻尼比 ζ 显著增大。图8中的动力放大系数曲线表明,随着阻尼比 ζ 增大,增加阻尼器后系统的共振现象明显减弱,振动幅值显著降低。

4.2.2 自由阻尼层和约束阻尼层

航空航天领域广泛采用橡胶阻尼层进行减振降噪,对抑制高频振动特别有效。损耗因子与阻尼比的关系式 $\zeta = \eta/2$ ^[15]。按照介质的变形机制不同,阻尼层可以分为两类:①阻尼层被粘贴在主结构的表面,此种阻尼层能够“自由”变形,称为自由阻尼层;②阻尼层的外表面粘贴一个坚硬的薄板,后者约束

阻尼层变形,形成一种复合结构,称为约束阻尼层。两类阻尼层结构图如图10所示。

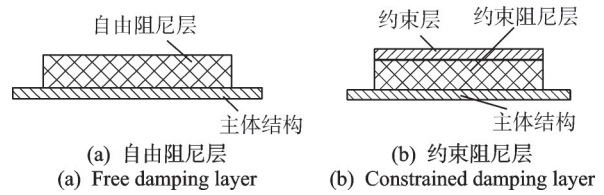


图10 两类阻尼层结构图

Fig.10 Two types of damping layer treatment

由于受到坚硬薄板的约束,约束阻尼层的伸缩变形小,其变形以剪切变形为主。高聚合材料剪切变形的损耗因子通常大于其伸缩变形的损耗因子,因此约束阻尼层的损耗因子可以达到0.3~0.5,使弹性结构不发生强烈振动。

4.3 橡胶垫减振分析

减振安装方式是平板-约束橡胶阻尼,考虑到转速控制机构环境使用要求,橡胶采用硅橡胶^[16-17],垫子厚度设为0,0.5,1.0和1.5 mm,取微动开关触点处的有限元节点为输出节点。随着橡胶垫厚度的增加,节点水平方向加速度幅值的变化曲线如图11所示。由图可见,随着橡胶垫厚度的增加,触点处的响应加速度幅值明显下降,说明加装橡胶减振垫取得了良好的减振效果。

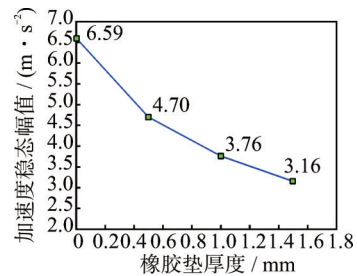


图11 节点水平方向加速度幅值的变化曲线

Fig.11 Variation curve of the nodal horizontal acceleration amplitude

4.4 结构设计

为改善微动开关振动环境,同时考虑到安装空间狭小,结构更改不宜过大。橡胶减振垫安装位置示意图^[18-19]如图12所示。具体设计如下:在微动开关安装位置的壳体上加工深度为1 mm的凹形平台,橡胶减振垫由专用模具一次压制成型,橡胶减振垫平面度好,厚度尺寸公差控制在较小范围,以保证微动开关的组装要求。

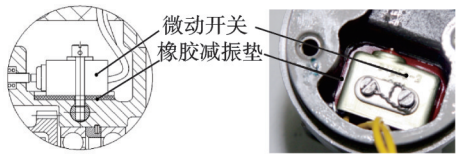


图 12 橡胶减振垫安装位置示意图

Fig.12 Mounting position of rubber damping pad

6144 硅橡胶适应环境温度范围较宽,在油气工作环境中不易老化,使用寿命长。硅橡胶 6144 材料性能如表 2 所示。

4.5 试验验证

首先,对转速控制机构不安装顶杆以及调整顶杆与微动开关距离的两种情况进行对比试验;其次,对试验台继电器串接供电与单独供电情况进行对比试验,得出起动装置的提前脱开故障为微动开关在振动环境下金属簧片发生振荡导致触点脱开所致。验证试验分为两步:①将提前脱开的转速控制机构安装在起动装置上进行试验;②将提前脱开的转速控制机构和橡胶减振垫安装在同一台起动装置上进行对比试验。结果表明,增加橡胶减振垫对微动开关振动环境有明显改善,振动水平明显降低。加装减振垫前后,微动开关两端的电压-时间曲线如图 13 所示。由图可以看出:未加橡胶减振垫时微动开关两端电压不稳定而产生振荡,最大振荡幅值为 6 V;增加橡胶减振垫后微动开关两端电压稳定。

因此,为防止起动装置在起动发动机时发生转速控制机构提前脱开故障,对转速控制机构全部进

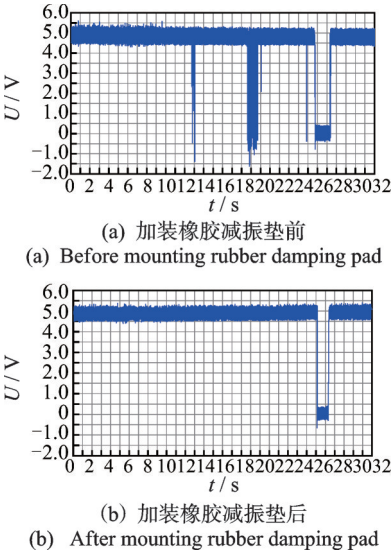


图 13 微动开关两端的电压-时间曲线

Fig.13 Voltage-time curve of microswitch

行改进,在微动开关安装位置处增加橡胶减振垫。改进后的起动装置在外场起动发动机时未出现转速控制机构提前脱开故障。

5 结 论

- 1) 根据减振分析,加装橡胶减振垫有效降低了微动开关安装处的激励强度,金属簧片振动响应幅值明显减小,减振效果显著。
- 2) 对比试验表明,转速控制机构在微动开关下增加橡胶减振垫,能有效解决起动装置起动发动机时提前脱开故障,保证了飞机的出勤率,大大降低了维修成本,提高了经济效益。

表 2 硅橡胶 6144 材料性能

Tab.2 Material property of silicone rubber 6144

热老化性能				工作温度/℃	$\rho/(\Omega\cdot\text{cm})$	硬度/ H_A	TS/MPa	$E_b/\%$
温度/℃	t/h	TS/MPa	$E_b/\%$					
250	72	≥ 3.43	≥ 180	-60~250	1×10^{14}	40~60	≥ 3.92	≥ 200

TS 为拉伸强度; E_b 为扯断延伸率

参 考 文 献

[1] 王淑红. 空气起动机故障模式、影响及危害性分析[J]. 航空维修与工程, 2017(2): 80-82.
WANG Shuhong. Analysis on failure mode, effects and criticality air starter[J]. Aviation Maintenance & Engineering, 2017(2): 80-82.(in Chinese)

[2] 卢成壮, 李静媛, 周邦阳, 等. 金属橡胶的刚度特性和阻尼试验研究[J]. 振动与冲击, 2017, 36(8): 203-208.
LU Chengzhuang, LI Jingyuan, ZHOU Bangyang, et

al. An experimental study on stiffness characteristics and damping of metal rubber[J]. Journal of Vibration and Shock, 2017, 36(8): 203-208.(in Chinese)

[3] 黄舟, 贾东, 陈军红, 等. 工程橡胶压缩实验和缓冲特性分析[J]. 装备环境工程, 2018, 15(6): 21-26.
HUANG Zhou, JIA Dong, CHEN Junhong, et al. Compression experiment and buffering characteristic analysis of engineering rubber products[J]. Equipment Environmental Engineering, 2018, 15(6): 21-26.(in Chinese)

- [4] 张大义,夏颖,张启成,等.金属橡胶力学性能研究进展与展望[J].航空动力学报,2018,33(6):1432-1445.
ZHANG Dayi, XIA Ying, ZHANG Qicheng, et al. Researches on metal rubber mechanics properties in retrospect and prospect[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(6): 1432-1445.(in Chinese)
- [5] 皮骏,黄江博.基于IPSO-Elman神经网络的航空发动机故障诊断[J].航空动力学报,2017,32(12):3031-3038.
PI Jun, HUANG Jiangbo. Aero-engine fault diagnosis based on IPSO-Elman neural network[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(12): 3031-3038.(in Chinese)
- [6] 高俊男,孙伟.涂敷硬涂层的整体叶盘有限元建模与减振性能分析[J].噪声与振动控制,2018,38(增刊):273-277.
GAO Junnan, SUN Wei. Finite element modeling and vibration reduction analysis of the blisks with hard coating on blades[J]. Noise and Vibration Control, 2018, 38(suppl): 273-277.(in Chinese)
- [7] 王英,沙云东.航空发动机故障诊断技术综述[J].沈阳航空工业学院学报,2007,24(2):11-14.
WANG Ying, SHA Yundong. Summarization of aero-engine fault diagnosis technique[J]. Journal of Shenyang Aerospace University, 2007, 24(2): 11-14.(in Chinese)
- [8] 崔建国,严雪,蒲雪萍,等.基于动态PCA与改进SVM的航空发动机故障诊断[J].振动、测试与诊断,2015,35(1):94-99.
CUI Jianguo, YAN Xue, PU Xueping, et al. Aircraft engine fault diagnosis based on dynamic PCA and improved SVM[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2015, 35(1): 94-99.(in Chinese)
- [9] 赵慧敏,夏超英,肖云魁,等.柴油发动机曲轴轴承振动信号的双谱分析[J].振动、测试与诊断,2009,29(1):14-18.
ZHAO Huimin, XIA Chaoying, XIAO Yunkui, et al. Bispectrum analysis for vibration data of crankshaft bearing in diesel engine[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2009, 29(1): 14-18.(in Chinese)
- [10] 魏克湘,邹鸿翔,张文明.基于滚压的悬架振动俘能装置设计与特性分析[J].振动、测试与诊断,2016,36(5):897-901.
WEI Kexiang, ZOU Hongxiang, ZHANG Wenming. Design and characteristic analysis of suspension vibration energy harvesting device based on rolling[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2016, 36(5): 897-901.(in Chinese)
- [11] 顾名坤,吕振华.基于振动加速度测量的振动速度和位移信号识别方法探讨[J].机械科学与技术,2011,30(4):522-526.
GU Mingkun, LÜ Zhenhua. Identification of a mechanism's vibration velocity and displacement based on the acceleration measurement[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2011, 30(4): 522-526.(in Chinese)
- [12] 任子林,赵旭,薛新,等.环形金属橡胶径向阻尼耗能机理研究[J].兵器材料科学与工程,2021,44(5):17-22.
REN Zilin, ZHAO Xu, XUE Xin, et al. Energy dissipation mechanism of ring-shaped metal rubber damper in radial direction[J]. Ordnance Material Science and Engineering, 2021, 44(5): 17-22.(in Chinese)
- [13] 李姝佳,马勋勋.振动测试系统在动力学参数测试中的应用[J].实验室研究与探索,2019,38(10):58-61.
LI Shujia, MA Xunxun. Application of vibration testing system in dynamic parameters testing[J]. Research and Exploration in Laboratory, 2019, 38(10): 58-61.(in Chinese)
- [14] 赵明亮.多层复合橡胶隔振性能及影响因素研究[D].杭州:浙江大学,2020.
- [15] 丁文镜.减振理论[M].2版.北京:清华大学出版社,2014:7-20.
- [16] 李静,李吉刚,孙冬冬.高阻尼橡胶试验方法研究[J].橡胶工业,2014,61(8):499-501.
LI Jing, LI Jigang, SUN Dongdong. Research on test methods for high damping rubber[J]. China Rubber Industry, 2014, 61(8): 499-501.(in Chinese)
- [17] 邓吉宏,王轲,陈国平,等.金属橡胶减振器用于发动机安装减振的研究[J].航空学报,2008,29(6):1581-1585.
DENG Jihong, WANG Ke, CHEN Guoping, et al. Study on effect of engine installation metal rubber damper[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2008, 29(6): 1581-1585.(in Chinese)
- [18] REN B C, QIN W Y, WANG H, et al. Theoretical and experimental studies on vibration attenuation for squirrel cage by metamaterial belt structure[J]. Journal of Vibration and Control, 2022, 29(23/24): 107754632211366.
- [19] 杨广双,陈忠明.金属橡胶减振器在发动机安装时的减振设计研究[J].飞机设计,2007,27(3):7-10.
YANG Guangshuang, CHEN Zhongming. Research of steel wire-gauze pad dampers for vibration isolation of engine installation[J]. Aircraft Design, 2007, 27(3): 7-10.(in Chinese)



第一作者简介:王煜坤,男,1992年9月生,博士生、讲师。主要研究方向为航空器故障诊断与监测、飞行技术。曾发表《电流型阻抗源升压整流器》(《机械制造与自动化》2020年第49卷第1期)等论文。
E-mail:wangy6@nuaa.edu.cn

通信作者简介:黄国平,男,1973年6月生,博士、教授。主要研究方向为发动机气动流场分析。
E-mail:hgp@nuaa.edu.cn