

文章编号:1006-1355(2017)03-0207-04

太空站某装置及支承结构的噪声测试、分析及降噪措施探讨

熊志远¹, 尚文锦², 吴瑞¹, 宋瑞祥¹, 康钟绪¹

(1. 北京市劳动保护科学研究所, 北京 100054; 2. 中国航天员科研训练中心, 北京 100094)

摘要:针对太空站生活保障系统某装置及其支承结构进行多工况下的噪声测试,依据测试结果分析该系统噪声超标的各种因素及噪声频谱,并提出相应的治理措施。结果表明:长方体框架不会因转鼓的运转而激起噪音;激起噪声由强到弱的顺序依次为转鼓与背板之间的螺栓紧连接、转鼓、背板;转鼓与背板之间螺栓的紧与松连接时,背板激起的噪声差值在0.5 m、1 m处分别为12.4 dB(A)、8.6 dB(A),降噪措施主要为加高质量隔振垫,阻止刚性连接;转鼓产生的噪声在0.5 m、1 m分别为62.9 dB(A)、60 dB(A),在壳体表层涂刷、黏贴高阻尼或约束阻尼材料能够使转鼓噪声值低于标准要求60 dB(A);背板对噪声的影响最小,但是提高其刚度,减小其面积,对整个系统的降噪有利。

关键词:声学;太空站;生活保障系统;噪声测试;噪声分析;降噪措施

中图分类号:TK421+.6

文献标识码:A

DOI编码:10.3969/j.issn.1006-1355.2017.03.042

Noise Testing, Analysis and Noise Reduction Measures of the Device and its Supporting Structure in a Space Station

XIONG Zhi-yuan¹, SHANG Wen-jin², WU Rui¹,
SONG Rui-xiang¹, KANG Zhong-xu¹

(1. Beijing Municipal Institute of Labour Protection, Beijing 100054, China;

2. Scientific Research Training Center for Chinese Astronauts, Beijing 100094, China)

Abstract: The noise testing of a device and its supporting structure of the life support system used in a space station is carried out under different conditions. According to the test results, various factors of the over-standard noise and noise spectrum are analyzed and the corresponding control measures are proposed. The results show that under the hub rotating condition, the rectangular frame does not provoke noise. The noise excitation factors can be put in order from strong to weak as: the tightening of the bolt connection between the hub and the back-plate, the hub and the back-plate. The differences of noises caused by the back-plate are 12.4 dB(A) and 8.6 dB(A) in the position of 0.5 m and 1.0 m respectively when the bolts between the hub and the back-plate are tightly and loosely connected. Therefore, the main noise reduction measures are: adding the high quality vibration isolation pad to avoid the rigid connection, which can reduce the noise values generated by the rotating hub to 62.9 and 60.0 dB(A) in the position of 0.5 and 1.0 m respectively; and coating or attaching high damping or constrained damping materials on the shell surface, which can make the rotating hub noise to be lower than the standard value 60 dB(A). The influence of the back-plate on noise is minimal, but increasing its stiffness and reducing its area is more favorable for the noise reduction of the whole system.

Key words: vibration and wave; space station; life support system; noise test; noise analysis; noise reduction measures

2012年6月18日,神州九号飞船与天宫一号目标飞行器在离地面343 km的近圆形轨道上成功进行了我国首次载人空间交会对接,标志着中国已基

本建立了空间实验室系统,意味着航天员的在轨时间将不断增加。太空站的舱内环境噪声一直影响着航天员的身心健康^[1-2],其噪声主要来源于压缩机、制冷风扇、控制力矩陀螺、尿处理装置以及其他活动部件。长期在轨工作的航天员会因太空站舱内的环境噪声而引起头痛、头晕、失眠、耳鸣、注意力不集中等症状^[3]。

美国航空宇航局对空间站舱内工作区的噪声要

收稿日期:2016-11-22

基金项目:北京市科学技术研究院市级财政资助项目
(PXM2015-178304-000021-008)

作者简介:熊志远(1973—),男,湖南省湘阴县人,博士,工程师,目前主要从事噪声与振动控制研究。
E-mail: 13671108368@126.com

求为 58 dB(A)。而实际上,国际空间站仍有 3 个舱段的环境噪声在 60 至 70 dB(A)之间,俄罗斯建造的“恒星”服务舱的环境噪声甚至高达 74 dB(A)^[1-2]。

载人航天器生命保障系统是维持载人航天器密闭舱内大气环境,保障航天员安全、生活和工作的综合设备^[4-10]。本文针对生命保障系统某装置及其支承结构进行了不同工况下的噪声测试。依据测试结果,分析了该系统正常工作下的噪声频谱及噪声超标等各种因素,并提出相应的治理措施。

1 生命保障系统某装置及其支承结构噪声测试

如图 1 所示是生命保障系统某装置及其支承结构的主要组成,转鼓系统通过螺栓固定在背板上,背板再安装在长方体框架上,结构由轻质高强材料制成。框架底板上并行安装有三套电池系统。转鼓通过自身上部电机带动旋转。

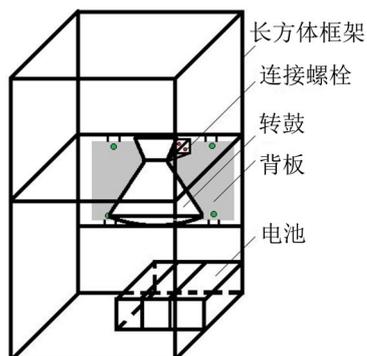


图 1 生命保障系统某装置及其支承结构

如图 2 所示,在转鼓正前方 0.5 m、1 m 处各设置一个声音传感器,传感器通过数据线与四通道信号采集分析仪相连,采集仪再与装有 Dasp 软件的笔记本电脑相连。

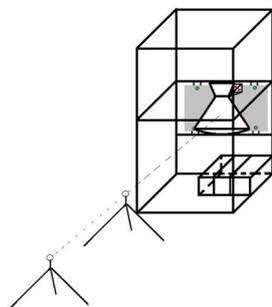


图 2 测点布置

测试工况分为如下 5 种:

(1) 电源背景:在长方体框架底板上,有三个电源系统开着,并且转鼓处于停止运行的状态。

(2) 正常工作:在电源背景下,转鼓固定在背板上,背板安装在长方体框架上,同时转鼓正常运行。

(3) 卸下来立着运行:在电源背景下,转鼓固定在背板上,背板从长方体框架上卸下,同时保持转鼓运行,如图 3 所示。



图 3 卸下来立着运行

(4) 松螺丝后:该工况与(3)工况相似,不同之处仅是将转鼓与背板的连接螺栓松开,见下图 4。

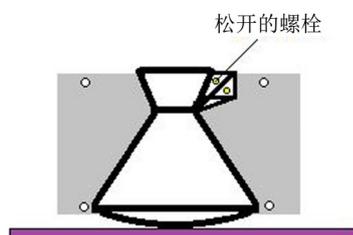


图 4 松螺丝后运转工况

(5) 后盖卸掉:去掉背板,转鼓在电源背景下运行,见下图 5。



图 5 背板卸掉后的运转工况

2 测试结果及降噪措施探讨

2.1 测试结果

每一种工况下,现场至少采集两组数据。表 1 中,每种工况下任取两组数据求其平均值作为测试结果。

2.2 结果分析及降噪措施探讨

2.2.1 正常工作工况与卸下来立着运行工况噪声测量值的比较

从表 1 中可以看出:正常工作时的噪声 67.5 dB(A)、64.7 dB(A)比标准要求 60 dB(A)明显要高。另外,卸下来立着运行的噪声测量值 67.8 dB(A)、66.1 dB(A)要比正常工作下的噪声测量值稍大,在距转鼓 0.5 m 处大 0.3 dB,1 m 处大 1.4 dB,这表明:将固定有转鼓的背板安装到长方体框架上后,长方体框架并不会因转鼓的运转而激起噪声。

表1 测试结果

dB(A)

工况	噪声值			
	0.5 m		1 m	
	实验值	均值	实验值	均值
(1)电源背景	57.91	58.1	56.50	56.8
	58.20		56.99	
(2)正常工作(长方体框架+转鼓+背板+电源背景)	67.53	67.5	64.79	64.7
	67.47		64.64	
(3)卸下来立着运行(转鼓+背板+电源背景)	67.80	67.8	66.03	66.1
	67.86		66.12	
(4)松螺丝后(转鼓+背板+电源背景)	64.30	64.4	62.05	62.3
	64.66		62.44	
(5)背板卸掉(转鼓+电源背景)	64.04	64.1	61.54	61.7
	64.20		61.84	

2.2.2 计算转鼓产生的噪声值

后盖卸掉后,测量的是转鼓和电源背景共同的噪声值,单独的电源背景也有测量值,见表1。

转鼓噪声的计算:

在0.5 m处

$$10 \lg(10^{0.1L_2} - 10^{0.1L_1}) = 10 \lg(10^{0.1 \times 64.12} - 10^{0.1 \times 58.1}) = 62.9 \text{ dB(A)}$$

在1 m处

$$10 \lg(10^{0.1L_2} - 10^{0.1L_1}) = 10 \lg(10^{0.1 \times 61.69} - 10^{0.1 \times 56.75}) = 60.0 \text{ dB(A)}$$

结果表明:在0.5 m处,转鼓的噪声值为62.9 dB(A),比标准要求60 dB(A)稍高,多出2.9 dB(A)。在1 m处,转鼓的噪声值刚好为60 dB(A),与标准值相等。总而言之,转鼓产生的噪声略高于标准值。在噪声要求严格的情况下,可对转鼓采取简单降噪措施,如:在壳体表层涂刷、粘贴高阻尼或约束阻尼材料。

2.2.3 计算螺栓连接引起的噪声值

(1) 正常工作下,即螺栓拧紧状态下,已知数据见表1。计算背板激起的噪声值。

在0.5 m处

$$10 \lg(10^{0.1L_3} - 10^{0.1L_2} - 10^{0.1L_1}) =$$

$$10 \lg(10^{0.1 \times 67.5} - 10^{0.1 \times 62.87} - 10^{0.1 \times 58.1}) = 64.8 \text{ dB(A)}$$

在1 m处

$$10 \lg(10^{0.1L_3} - 10^{0.1L_2} - 10^{0.1L_1}) =$$

$$10 \lg(10^{0.1 \times 64.72} - 10^{0.1 \times 60.01} - 10^{0.1 \times 56.75}) = 61.7 \text{ dB(A)}$$

(2) 松螺栓状态下,已知数据见表1。计算背板激起的噪声值。

在0.5 m处

$$10 \lg(10^{0.1L_3} - 10^{0.1L_2} - 10^{0.1L_1}) =$$

$$10 \lg(10^{0.1 \times 64.4} - 10^{0.1 \times 62.87} - 10^{0.1 \times 58.1}) = 52.4 \text{ dB}$$

在1 m处

$$10 \lg(10^{0.1L_3} - 10^{0.1L_2} - 10^{0.1L_1}) =$$

$$10 \lg(10^{0.1 \times 62.25} - 10^{0.1 \times 60.01} - 10^{0.1 \times 56.75}) = 53.1 \text{ dB}$$

(3) 结果比较

表2 结果比较/dB(A)

工况	0.5 m	1 m
紧螺栓后背板噪声	64.8	61.7
松螺栓后背板噪声	52.4	53.1
差值	12.4	8.6

从表2中可以看出,紧螺栓后背板激起的噪声值,与松螺栓后背板激起的噪声值相差很大,0.5 m与1 m分别为12.4 dB(A)、8.6 dB(A)。主要原因在于:紧螺栓后,螺栓将转鼓与背板刚性连接;松螺栓后,转鼓与背板的连接已不属于刚性连接。此连接应为转鼓系统噪声超标的因素。降噪措施主要是螺栓连接时加高质量隔振垫,阻止刚性连接。

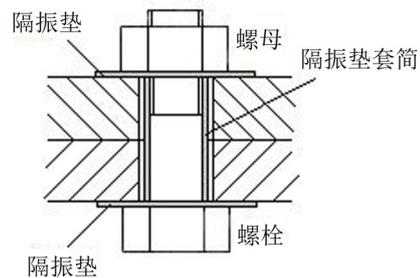


图6 螺栓加高质量隔振垫示意图

图6是螺栓加高质量隔振垫示意图,在螺母与背板之间、螺栓帽与支撑板之间均加环形高质量隔振垫,在螺杆上套高质量隔振垫套筒,这样能够保证拧紧螺栓后,螺栓与支撑板、背板经高质量隔振垫隔离,阻止刚性连接。

螺栓刚性连接时,背板激起的噪声值已超过标准值,0.5 m与1 m分别为64.8、61.7 dB(A),如条件允许,对背板结构进行优化对降噪更为有利。如:提高背板刚度,减小背板面积。

2.2.4 正常工作工况下噪声频谱分析

图6是正常工作工况下噪声频谱分析图,即为表1中的第(2)种工况,这种工况下的噪声对在站宇航员有长期、直接的影响,进一步了解其频谱性能尤为重要。

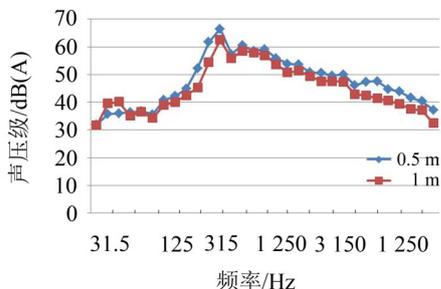


图6 正常工作工况下噪声频谱分析

从图6中可以看出:噪声主频在250 Hz左右;在400 Hz~630 Hz的范围内,也具有一定的噪声贡献量;但在越往高、低频两端,噪声贡献量越小。

3 结语

(1) 长方体框架不会因转鼓的运转而激起噪声。

(2) 引起噪声由强到弱的顺序依次为螺栓连接、转鼓、背板。

(3) 螺栓刚性连接与非刚性连接产生的噪声差值在0.5 m、1 m处分别为12.4 dB(A)、8.6 dB(A)。降噪措施主要为加高质量隔振垫,阻止刚性连接。

(4) 转鼓产生的噪声在0.5 m、1 m处分别为62.9 dB(A)、60 dB(A)。在壳体表层涂刷、粘贴高阻尼或约束阻尼材料能够使转鼓噪声值低于标准要求60 dB(A)。

(5) 背板对噪声的影响应该最小,但是提高其

刚度,减小其面积,对整个系统的降噪有利。

(6) 正常工作工况下,噪声主频在250 Hz左右;在400 Hz~630 Hz附近,也具有一定的噪声贡献量;高、低频两端,噪声贡献量较小。

参考文献:

- [1] 刘经建. 空间站舱内环境噪声的危害与降噪措施[C]. 中国宇航学会深空探测技术专委会第六届学术年会, 哈尔滨, 2009(7):488-490.
- [2] 安平. 国际空间站上的抗噪声对策[J]. **载人航天信息**, 2012(1),30-35.
- [3] 武登云,李刚,鲁明. 1 000 Nms控制力矩陀螺噪声测试与分析[J]. **空间控制技术与应用**,2012,38(6):31-38+55.
- [4] 肖福根. 国外载人航天的生命保障系统[J]. **航天器环境工程**,2003,20(1):46-50.
- [5] 邹士文,肖葵,董超芳,等. 空间站环境控制与生命保障系统微生物腐蚀行为与控制方法[J]. **科技导报**,2013,31(30):61-66.
- [6] 李丹. 空间尿液废水处理重组菌株的构建及优化[D]. 北京:北京理工大学,2015.
- [7] 于涛,马军. 冷冻浓缩-RO空间站尿处理系统与试验研究[J]. **哈尔滨商业大学学报(自然科学版)**,2007,23(3):298-302.
- [8] LEONARD J S, JAMES E A. A urease bioreactor for water reclamation aboard manned space craft[J]. **Chemosphere**, 1995, 30(5): 985-994.
- [9] MILLER G P, PORTIER R J, SLEEPER H L. The design of water reclamation systems utilizing biological reactors [R]. SAE 932036, 1993.
- [10] FLYNN M, BORCHERS B. An evaluation of the vapor phase catalytic ammonia removal process for use in a MARS transit vehicle[J]. **Life Support Biosph**, 1998, 4(5): 415-421.

(上接第184页)

参考文献:

- [1] 傅志方,华宏星. 模态分析理论与应用[M]. 上海:上海交通大学出版社,2000:1-27.
- [2] 李德葆,陆秋海. 实验模态分析及其应用[M]. 北京:科学出版社,2001:1-273.
- [3] 沃德·海伦,斯蒂芬·拉门兹,波尔·萨斯. 模态分析理论与试验[M]. 北京:北京理工大学出版社,2001:146-156.
- [4] 朱俊. 大型数控镗铣床轻量化设计与研究[D]. 合肥:合肥工业大学,2015.
- [5] BROWN D, ALLEMANG R, ZIMMERMAN R. Parameter estimation techniques for modal analysis[J]. **SAE Paper**, 1979, 88(2): 299-305.
- [6] LEMBMGTS F. Frequency domain identification techniques

for experimental multipleinput modal analysis[J]. **Dept. of Mech. Eng., KULeuven, Belgium**, December, 1988: 260-268.

- [7] 闻邦春,顾家柳,夏松波,等. 高等转子动力学[M]. 北京:机械工业出版社,2000:321-370.
- [8] 杨叔子,史铁林,丁洪. 机械设备诊断的理论技术与方法[J]. **振动工程学报**,1992,5(3):193-201.
- [9] 徐敏,张瑞林. 设备故障诊断手册[M]. 西安:西安交通大学出版社,1998:291-434.
- [10] 戴冠帮,纪国宜. 大型结构测点优化与配置[J]. **噪声与振动控制**,2015,35(6):172-175.
- [11] 贾小利,张军. 轿车高速行驶方向盘摆振控制与工程应用[J]. **噪声与振动控制**,2015,35(4):228-232.