

振动试验扩展台的设计与动力学分析

王毅, 庞家志, 杨仕超, 马路军, 欧阳宏宇

(中国航天科工防御技术研究试验中心, 北京 100854)

摘要: **目的** 验证碗型工装和板型工装结构在动力学试验方面的优劣。**方法** 由于导弹舱段进行振动、冲击、加速度等动力学试验时, 不能直接安装在台面结构上, 需要设计和优化工装进行固定安装。针对某弹体舱段试验用的工装进行结构设计, 并通过有限元仿真分析得出前六阶模态的频率和振型方式, 判别碗型和板型两种结构设计方式的优劣。同时, 对设计工装的结构进行优化, 得出加强筋对模态参数的影响。**结果** 质量相同的碗型工装的各阶频率均高于板型工装, 加强筋的优化方式对于碗型工装结构的前三阶模态频率提升 25% 左右。**结论** 碗型的工装结构形式能够有效地传递力学信号, 保证信号传递的均匀性, 加强筋结构可以有效地增强工装结构的动力学性能。

关键词: 板型工装; 碗型工装; 模态分析; 动力学试验; 优化设计

DOI: 10.7643/issn.1672-9242.2020.07.016

中图分类号: TK83

文献标识码: A

文章编号: 1672-9242(2020)07-0104-06

Design and Dynamic Analysis of Vibration Test Expansion Table

WANG Yi, PANG Jia-zhi, YANG Shi-chao, MA Lu-jun, OUYANG Hong-yu

(China Aerospace Science & Industry Corporation Defense Technology R&T Center, Beijing 100854, China)

ABSTRACT: The paper aims to verify advantages and disadvantages of bowl-type and plate-type tooling structure in dynamic test. When the dynamic tests such as vibration, shock, acceleration, etc. were performed on missile cabin, it can not be directly installed on the mesa structure. Therefore, it is necessary to design and optimize the tooling for fixed installation. In this paper, the tooling for test of missile cabin was designed, and the frequency and vibration mode of the first six modes were obtained by FEM simulative analysis to discriminate the advantages and disadvantages of the bowl-type and plate-type structural design method. Meanwhile, the structure of the designed tooling was optimized to obtain the effect of stiffeners on modal parameters. The frequency of bowl-type structure in each order with the same quality was higher than that of plate-type structure. The optimization method of stiffener structure increased the frequency of the first three modes of bowl-type structure by about 25%. The bowl-type fixture structure can effectively transmit the mechanical signal and ensure the uniformity of signal transmission. The stiffener structure can effectively enhance the dynamic performance of the tooling structure

KEY WORDS: plate-type fixture; bowl-type fixture; modal analysis; dynamic test; optimal design

力学环境因素是在经济建设和国防建设中经常大量遇到的因素, 这种力学环境条件在工程实际中无

处不在。严重的振动、冲击、摇摆等, 会给产品结构、机械设备以及操作人员带来各种危害。强烈的振动和

收稿日期: 2020-01-01; 修订日期: 2020-02-14

Received: 2020-01-01; Revised: 2020-02-14

作者简介: 王毅 (1990—), 男, 硕士, 工程师, 主要研究方向为飞行器结构设计与分析。

Biography: WANG Yi (1990—), Male, Master, Engineer, Research focus: design and analysis of aircraft structure.

冲击会致使仪器仪表因振动而精度降低, 元器件失效损坏, 甚至失灵, 尤其是在航天装备上, 将会带来巨大的损失, 因此对于各种航空航天系统级结构产品和仪器仪表等元器件进行力学环境试验显得尤为重要^[1]。由于航空航天行业大量产品的动力学试验需求, 对试验工装的设计也提出更高的要求, 要求在能够满足强度、刚度等静力学试验的同时还能够满足振动、冲击、加速度等动力学试验。

航空、航天、汽车工业的发展极大地推动了分析模态、试验模态技术的发展, 设计的模态试验工装能否符合要求就需要在设计初期通过有限元软件进行仿真分析和结构优化。国内外学者在有限元模态分析方面做了大量的分析研究工作。2005 年, Y. A. Khulief 等人^[2]针对钻床在实际过程中出现的振动情况, 对其进行了模态分析, 分析结果指导钻床结构进一步进行优化。2009 年, R. Farshidi 等人^[3]采用空气产生激励的方法对悬臂梁做模态分析试验, 试验中采用的空气激励法避免了其他激励设备与试验件的接触, 减小了因接触产生的误差。合肥工业大学朱昌发等^[4]利用 HYPERMESH 建立了某型特种越野车车架的有限元模型, 再用 ABAQUS 软件对该特种越野车车架进行了强度及模态分析, 得出该车架的强度和振动特性, 并提出了优化设计方案。清华大学的王卓等^[5]针对网壳结构在环境激励下的模态问题, 采用了试验模态和运行模态的分析方法得到了结构的响应。苏州大学的孙晓洁等^[6]采用 ANSYS 有限元软件对振动台夹具进行了模态分析, 以解得振动台夹具的固有频率, 分析其合理性, 并进行了结构改进。

文中以碗型和板型两种结构设计思路, 分别设计出尺寸相同的两型动力学工装, 并对两种工装进行模态仿真分析对比。最后对碗型工装的结构进行了优化, 得出加强筋对模态参数的影响结果。

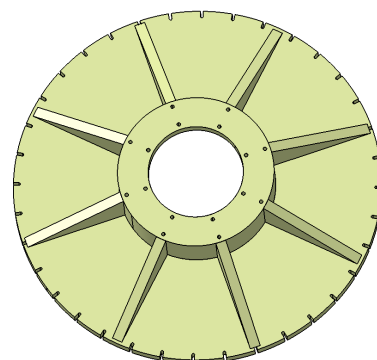
1 结构模型

本次导弹舱段的振动、冲击等动力学试验主要是针对 DC-20000-20 垂直推力振动台和跌落冲击试验台进行设计。工装设计主要考虑到垂直台和跌落冲击试验台面的尺寸、台面固定孔的孔间距、舱段的安装位置、工装自重、力学信号传递等因素, 采用三维建模软件 CATIA 按照如图 1 所示结构分别设计板型和碗型两种工装。两种结构都是由外圈 8 个大的加强筋、内圈 8 个小的加强筋以及相连接的等厚度壁板组成, 外圈和内圈加强筋尺寸厚度分别为 40、20 mm, 板型工装和碗型工装的壁厚都为 40 mm, 碗型工装和板型工装的具体尺寸见图 2。

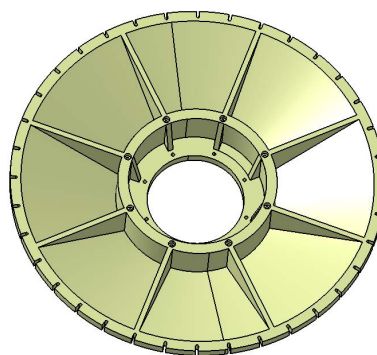
2 模态分析理论

模态分析旨在使试验产品结构的固有频率避开

振动台和工装的固有频率, 保证在进行试验时不会因为发生共振导致结构的破坏。



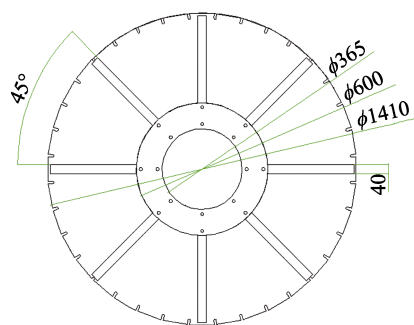
a 板型工装



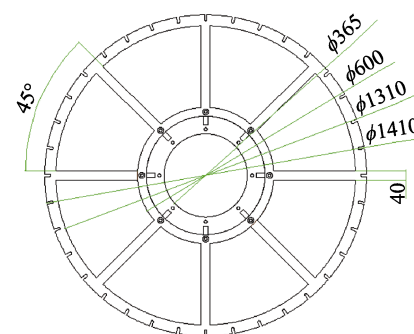
b 碗型工装

图 1 工装结构

Fig.1 Tooling structure: a) plate-type tooling; b) bowl-type tooling



a 板型工装



b 碗型工装

图 2 工装尺寸

Fig.2 Tooling size: a) plate-type tooling; b) bowl-type tooling

有限元模态分析通常可分为自由模态分析和约束状态下的模态分析两种。工装模态分析的原理是将线性定常系统振动微分方程组中的物理坐标换为模态坐标,使方程组解耦,成为一组以模态坐标及模态参数描述的独立方程,然后求解出工装结构的模态频率等模态参数。坐标变换的变化矩阵为模态矩阵,其每列即为模态振型。

根据模态振动理论,工装振动的微分方程为:

$$[M]\{\ddot{\mu}\} + [C]\{\dot{\mu}\} + [K]\{\mu\} = 0 \quad (1)$$

式中: $[M]$ 、 $[C]$ 、 $[K]$ 分别为质量矩阵、阻尼矩阵以及刚度矩阵; $\{\mu\}$ 为位移向量。

系统的特征方程为:

$$[K - \omega_i^2 C - \omega_i^4 M]\{\phi\} = 0 \quad (2)$$

求解特征方程即可获得工装模态参数,包括模态频率 $\lambda_i = \omega_i^2$ 和模态振型^[7-9]。

3 有限元模态分析

有限元的模态分析主要是针对模型计算其结构的动态特性,清晰地了解各阶频率和振型,同时进一步优化改进产品的使用性能。目前使用模态分析对工装、舱段、产品等部件进行动态分析以及改进有广泛的应用。文中选用三维建模软件 CATIA 进行结构设计,将设计好的三维模型导入有限元仿真软件 MSC·Nastran 进行模态仿真分析。

3.1 有限元模型

工装模型的有限元仿真分析重点关注的是模态振动频率和振型,避免和试验件的固有频率接近产生干扰。因此,本工装设计采用某型号导弹舱段接口尺寸作为连接固定端,将设计好的三维模型导入有限元仿真软件进行网格划分。模型进行网格划分时,统一采用四面体网格 Tet10 单元赋 3Dsolid 属性进行模拟,有限元网格模型如图 3 所示。

3.2 材料与约束

根据工程经验,工装材料的选择一般能够满足结构强度和刚度需求,同时应该尽可能地避开振动台等设备以及产品的固有频率。结合工程经验,结构模型全部选用 2A12 铝合金,其材料性能见表 1。板型工装和碗型工装的质量分别为 116.88、120.26 kg。

表 1 2A12 铝合金材料参数

Tab.1 Parameters of 2A12 aluminium alloy

材料名称	弹性模量 E/GPa	破坏应力 σ_b/MPa	泊松比 μ	密度 $\rho/(\text{g}\cdot\text{cm}^{-3})$
2A12 铝合金	71	410	0.33	2.78

根据工装的结构形式以及安装固定方式,考虑到振动台等设备和工装的接触方式,本次试验主要采用螺钉连接,有限元模拟采用固支约束的方式,主要限制工装 x 、 y 、 z 三个方向的平移以及 xy 、 yz 、 xz 三个方向的旋转自由度,具体约束如图 4 所示。

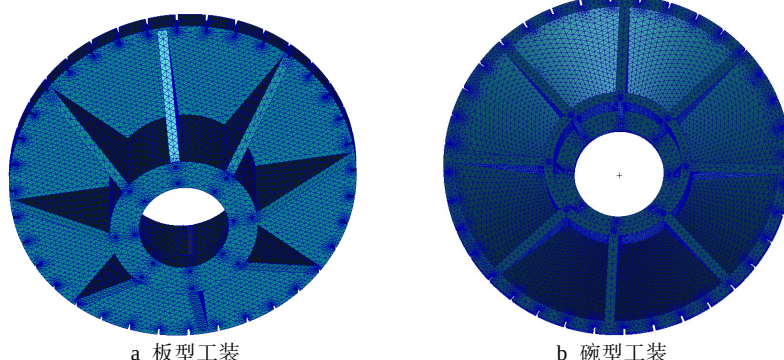


图 3 有限元网格模型

Fig.3 Finite element mesh model: a) plate-type tooling; b) bowl-type tooling

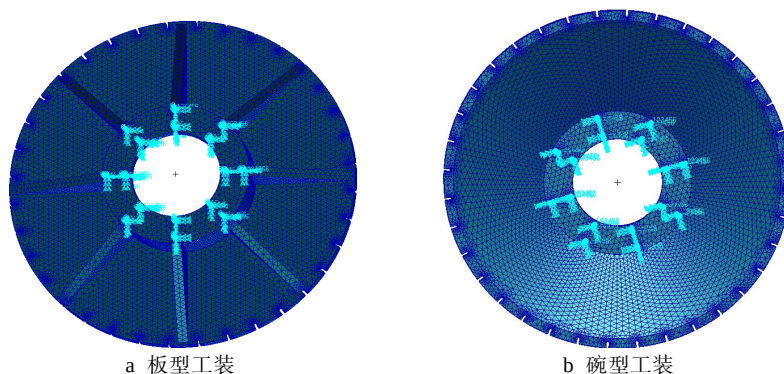


图 4 工装约束

Fig.4 Tooling constraints: a) plate-type tooling; b) bowl-type tooling

3.3 模态分析

运用 MSC·Patran 有限元软件的前处理功能对上述条件进行网格划分、赋材料属性、施加约束，从而建立起模态分析工况。应用 MSC·Nastran 求解序列 SOL103，对所建立的工况进行模态分析。分析完成后，运用 MSC·Patran 有限元软件的后处理功能，对求解结果进行分析处理，得到各阶模态的频率、变形云图、变化振型等结果。

经过 MSC·Patran 有限元软件后处理得出垂直台工装模态分析结果的前六阶振动频率见表 2。由于一般工程计算取前四阶的振型作为参考，板型和碗型工装的前四阶振动形态如图 5 和图 6 所示。

表 2 两种工装模态分析结果				
Tab.2 Modal analysis results of two kinds of tooling				
模态阶数	板型工装		碗型工装	
	固有频率/Hz	变形形式	固有频率/Hz	变形形式
1	470.02	一阶弯曲	470.03	一阶弯曲
2	472.37	二阶弯曲	481.12	二阶弯曲
3	476.53	三阶弯曲	504.08	三阶弯曲
4	486.74	四阶弯曲	570.83	四阶弯曲
5	723.45	五阶弯曲	741.65	五阶弯曲
6	806.91	六阶弯曲	815.98	六阶弯曲

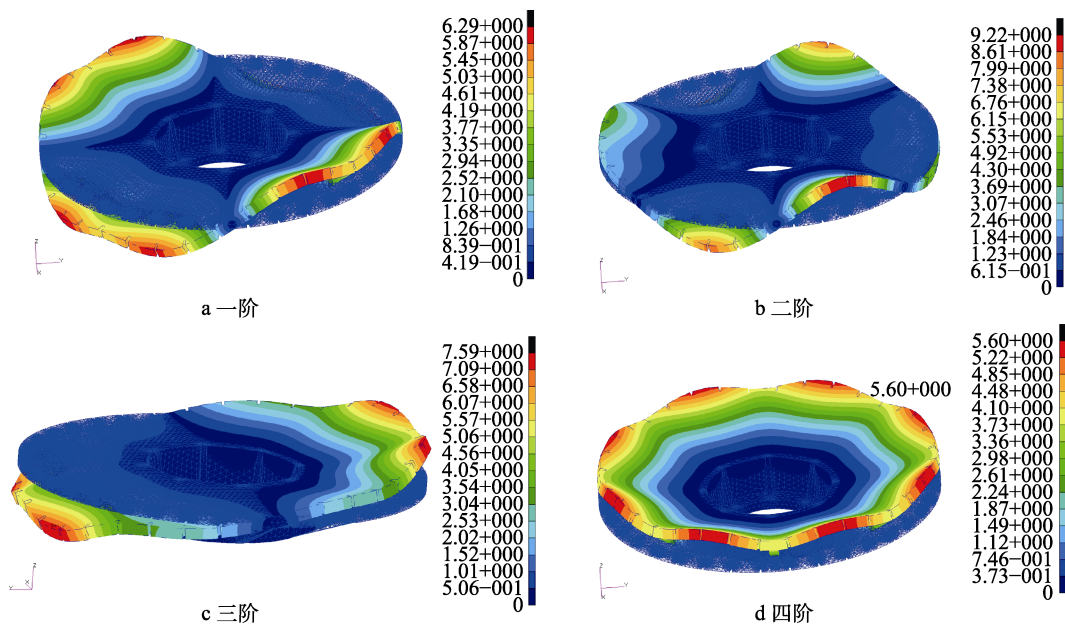


图 5 板型工装前四阶模态变形

Fig.5 Deformation of the first four modes of the plate-type tooling: a) first order; b) second order; c) third order; d) fourth order

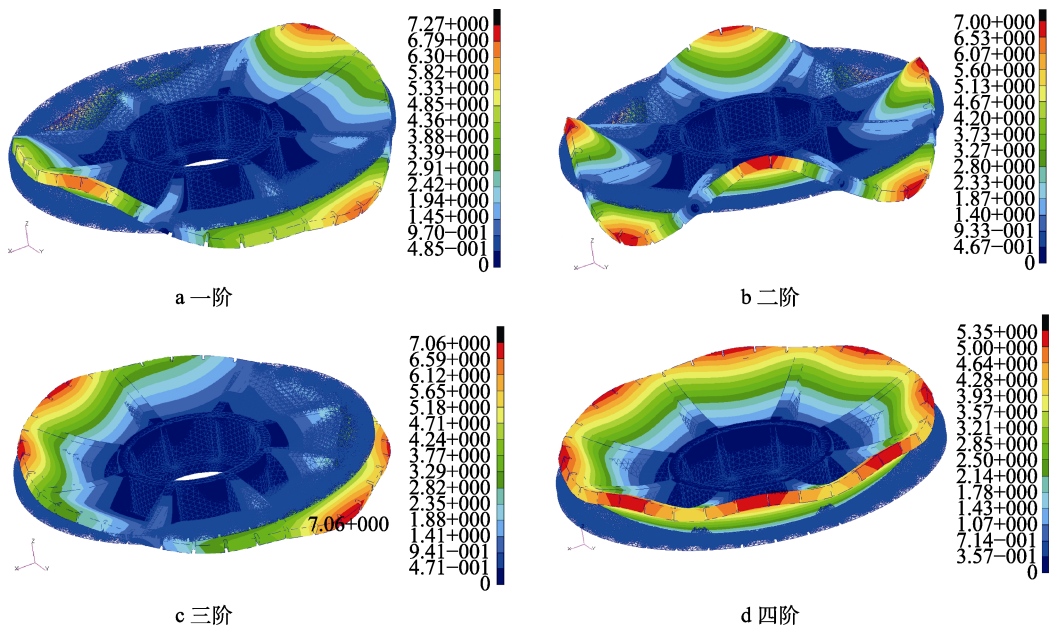


图 6 碗型工装前四阶模态变形

Fig.6 Deformation of the first four modes of the bowl-type tooling: a) first order; b) second order; c) third order; d) fourth order

3.4 模态分析结论

对板型和碗型工装分别经过有限元模态分析,结合实际试验情况综合对比,可以得到以下结论。

1) 板型和碗型工装的前六阶模态频率在 470~820 Hz 之间,一阶模态频率均为 470 Hz 左右。根据表 2 对比发现,碗型工装的各阶频率均高于板型工装。

2) 由于板型和碗型工装均用于垂直方向的振动、冲击等动力学试验,从图 5、6 可以看出,前四阶的模态振型均为垂直方向的弯曲变形,且碗型工装的变形幅度小于板型工装。

3) 质量相同的碗型工装相比于板型工装,通过刚度分析计算,分别承受 1000 N 载荷时,板型工装变形为 1.18×10^{-3} mm,碗型工装变形为 7.51×10^{-4} mm,说明质量相同时碗型结构的刚度要优于板型结构。依据工程经验可以得到,碗型工装由于结构优势能够更好地传递振动、冲击等产生的加速度信号,碗型工装针对于筒状结构在工程上应用更为广泛。

4 优化

4.1 设计

在振动环境中,工装夹具的第一阶固有频率应高于最高试验频率,还应避免发生工装夹具与产品的共振耦合^[10]。已知某导弹舱段的一阶模态固有频率为 260 Hz,常规的冲击、振动台的台体固有频率在 2200~2600 Hz 之间,由于振动、冲击台的台体固有频率和工装的固有频率相差较大,因此,通常只考虑工装的固有频率和舱段的一阶固有频率之间是否会产生共振干扰。工程上设计工装时,一般要求工装的一阶固有频率为产品固有频率的 2~3 倍以上,方可避开产品的固有频率区域。由于上述分析得出效果更好的是碗型结构,而碗型结构的一阶模态固有频率为 470 Hz,小于舱段的模态固有频率两倍数值 520 Hz,因此,需要对上述对比分析出的效果更好的碗型结构进行优化设计。

优化设计的原则是:保证设计的工装结构一阶模态固有频率在 520 Hz 以上,同时又要求工装结构的质量最轻。

依据模态理论知识繁衍的公式,系统第 i 阶的固有频率为:

$$\omega_i = \sqrt{\frac{k_i}{m_i}} \quad (3)$$

式中: k_i 、 m_i 分别为系统第 i 阶的刚度和质量。已知第 i 阶的固有频率与刚度成正比关系,与质量成反比关系,因此,优化设计时应该在加强结构的刚度的同时减小结构质量,增加加强筋数量是工程常用的增加固有频率方式。文中采用增加 8 个外圈大加强筋

的方式来增加结构的固有频率,增加的 8 个外圈加强筋尺寸厚度均为 40 mm。碗型工装优化后的质量为 124.2 kg,优化后的结构形式和约束方式如图 7 所示。

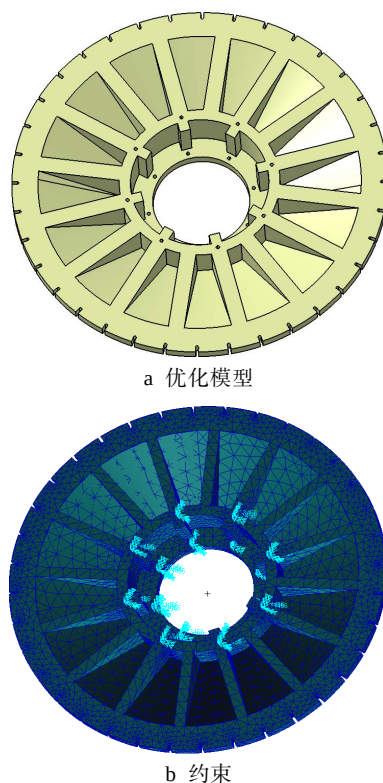


图 7 碗型工装的优化模型及其约束
Fig.7 Optimization model (a) and constraints (b) of bowl-type tooling

4.2 结构模态分析

优化后碗型工装各阶模态的前六阶频率与原结构的模态频率对比见表 3,优化后碗型结构的前四阶变形云图和变化振型如图 8 所示。

表 3 碗型工装优化前后模态频率
Tab.3 Modal frequency of bowl-type tooling before and after optimization

模态阶数	模态频率/Hz		优化后碗型工装变形形式	增加比例/%
	优化前	优化后		
1	470.03	586.1	一阶弯曲	24.7
2	481.12	592.83	二阶弯曲	23.2
3	504.08	642.98	三阶弯曲	27.6
4	570.83	653.97	四阶弯曲	14.6
5	741.65	771.92	五阶弯曲	4.08
6	815.98	864.76	六阶弯曲	5.98

对比可知,优化后,加强筋碗型工装的质量为 124.2 kg,相比于优化前 (120.26 kg),仅增加了 3.28%。优化后,加强筋碗型工装结构的一阶模态频率为 586.1 Hz,增加了 24.7%,为导弹舱段固有频率的 2.25 倍,能够满足工程上对设计工装模态频率的

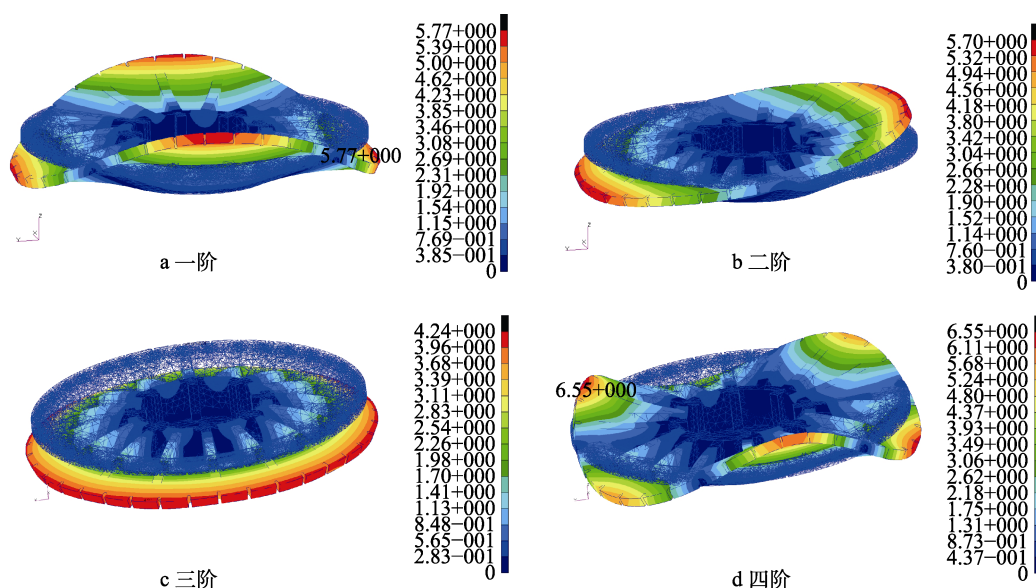


图 8 优化后碗型工装前四阶模态变形

Fig.8 Deformation of the first four modes of the optimized bowl-type tooling: a) first order; b) second order; c) third order; d) fourth order

要求。同时发现加强筋优化方式对于碗型工装结构的前三阶模态频率提升比较明显,为工程上关于工装结构模态优化设计提供了一定的参考。

5 结论

采用了 CATIA 三维建模软件对设计的两种用于动力学试验的工装结构进行建模,利用 MSC·Nastran 软件对工装结构进行有限元仿真分析,并根据工程经验对碗型工装结构进行优化设计,最终得到以下结论。

1) 相比于板型工装,质量相同的碗型设计的工装模态的各阶频率均高于板型工装,且碗型工装的变形幅度小于板型工装。同时依据工程经验可以得到,碗型工装由于结构优势能够更好地传递振动、冲击等产生的加速度信号,针对于筒状结构在工程上应用更为广泛。

2) 加强筋的优化方式对于碗型工装结构的前三阶模态频率提升比较明显,质量增加较小。因此,工程上对于筒状结构的模态分析可采用加强筋方式来提高模态频率,为工装结构模态优化设计提供一定的参考。

参考文献:

- [1] 邢天虎,王涌泉.力学环境试验技术[M].西安:西北工业大学出版社,2003.
XING Tian-hu, WANG Yong-quan. Mechanical Environment Test Technology[M]. Xi'an: Northwest University of Technology Press, 2003.
- [2] KHUILIEF Y A, AL-NASER H. Finite Element Dynamic Analysis of Drillstrings[J]. Finite Elements in Analysis and Design, 2005(41): 1270-1288.
- [3] FARSHIDI R, TRIEU D, PARK S S, et al. Non-contact Experimental Modal Analysis Using air Excitation and a Microphone Array[J]. Measurement, 2009(36): 152-163.

- [4] 朱昌发,杨森,钱立军.特种越野车车架强度及模态分析与结构优化[J].车辆与动力技术,2011,124(4): 22-25.
ZHU Chang-fa, YANG Sen, QIAN Li-jun. Strength Analysis and Structure Optimization of a Special Off-road Vehicle Frame[J]. Vehicle & Power Technology, 2011, 124(4): 22-25.
- [5] 王卓,闫维明.网壳结构运行模态分析的模型试验[J].清华大学学报,2011,51(6): 755-759.
WANG Zhuo, YAN Wei-ming. Experimental Study of the Operational Modal Analysis of Latticed Domes[J]. Journal of Tsinghua University(Science and Technology), 2011, 51(6): 755-759.
- [6] 孙晓洁,陈俊,王安柱,等.大型振动台夹具的模态分析及结构改进[J].苏州大学学报,2011,31(5): 56-59.
SUN Xiao-jie, CHEN Jun, WANG An-zhu, et al. The Modal Analysis and Structure-Improving of Vibration Test Fixture[J]. Journal of Soochow University Engineering Science Edition, 2011, 31(5): 56-59.
- [7] 曹妍妍,赵登峰.有限元模态分析理论及其应用[J].机械工程与自动化,2007,2(1): 73-74.
CAO Yan-yan, ZHAO Deng-feng. Finite Element Modal Analysis Theory and Application[J]. Mechanical Engineering & Automation, 2007, 2(1): 73-74.
- [8] MITCHELL M R, WETZEL R M. Cumulative Fatigue Damage Analysis of a Light Truck Frame[J]. Journal of Testing and Evaluation, 1975, 3(6): 427-434.
- [9] 王吉昌,赵耀虹.全地形车车架结构分析[J].中北大学学报(自然科学版),2007,28(3): 45-47.
WANG Ji-chang, ZHAO Yao-hong. Analysis of ATV Frame[J]. Journal of North University of China (Natural Science), 2007, 28(3): 45-47.
- [10] 计恩荣,陈闯.振动试验夹具设计要求及验证方法[J].混合微电子技术,2009,20(3): 43-46.
JI En-rong, CHEN Chuang. Design and Verification of a New Kind of Vibration Fixture[J]. Hybrid Microelectronics Technology, 2009, 20(3): 43-46.