

基于音圈电机的环形桁架结构主动悬吊方法

马国亮¹, 高博^{1,2}, 徐明龙¹, 罗亚军¹, 张丰¹

(1. 西安交通大学 航天航空学院, 机械结构强度与振动国家重点实验室, 西安 710049;

2. 中国空间技术研究院 西安分院, 西安 710100)

摘要: 环形桁架结构是卫星可展开天线的基本结构。文章提出一种主动悬吊方法, 可在地面状态下卸载环形桁架结构的重力。该方法基于音圈电机可以同时输出安培力和大位移, 通过求解悬吊系统的静态方程计算悬吊点的张力即所需安培力; 然后, 建立主动悬吊试验系统, 令音圈电机输出等于所需安培力, 即实现悬吊结构对重力的卸载。经试验验证, 悬吊后的结构前两阶频率与原结构的几乎相等, 且模态一致, 说明该悬吊方法有效。

关键词: 环形桁架结构; 主动悬吊; 音圈电机; 结构频率; 有限元分析

中图分类号: V416.5

文献标志码: A

文章编号: 1673-1379(2018)01-0056-05

DOI: 10.3969/j.issn.1673-1379.2018.01.010

Method for active suspension of hoop truss structure based on voice coil motor

MA Guoliang¹, GAO Bo^{1,2}, XU Minglong¹, LUO Yajun¹, ZHANG Feng¹

(1. State Key Laboratory for Strength and Vibration of Mechanical Structures, School of Aerospace,

Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. China Academy of Space Technology (Xi'an), Xi'an 710100, China)

Abstract: The hoop truss structure is the basic structure of a satellite deployable antenna. In this paper, an active suspension method is proposed to unload the gravity of a hoop truss structure in the ground. In view of the fact that the voice coil motor can output an Ampere force with a large displacement, the tension at the suspension point is calculated by solving the static equation of the suspension system. Then, an active suspension test system is established. When the Ampere force output by the voice coil motor is equal to the tension, the structure is slung and the gravity is unloaded. Finally, the experimental results show that the first two orders of the frequencies of the structure with and without suspension are almost equal, and the modes are consistent. Therefore, the suspension method proves to be effective.

Key words: hoop truss structure; active suspension; voice coil motor; structural frequency; finite element analysis

收稿日期: 2017-10-16; 修回日期: 2018-01-19

基金项目: 国家自然科学基金项目 (编号: 11672352)

引用格式: 马国亮, 高博, 徐明龙, 等. 基于音圈电机的环形桁架结构主动悬吊方法[J]. 航天器环境工程, 2018, 35(1): 56-60
MA G L, GAO B, XU M L, et al. Method for active suspension of hoop truss structure based on voice coil motor[J]. Spacecraft Environment Engineering, 2018, 35(1): 56-60

0 引言

随着航天技术的快速发展, 卫星天线结构的尺寸越来越大, 某环形桁架天线, 口径已达上百米, 具有阻尼小、柔性大等特点, 其固有频率低、抗变形能力差。在空间环境中, 当这类环形桁架结构受到激励扰动、热辐射等作用时, 容易产生复杂的变形与振动, 对卫星的稳定性、可靠性和精度造成严重的影响。例如, 在改变卫星轨道和姿态时, 如果扰动频率接近天线基频, 则会发生共振, 严重时可能导致卫星报废。为此, 对环形天线结构进行地面试验研究十分必要。而在地面试验时, 为抵消由于重力作用产生的大变形对试验的严重影响, 必须对结构进行重力卸载。

为了减小或消除重力的影响, 悬浮装置被应用于航天机构地面测试。近年来, 悬浮技术得到国内外学者和机构的广泛关注, 其主要方法有自由落体法、悬吊法、气浮法、水浮法、磁悬浮等^[1-5]。例如: White 等人^[6]提出通过缆绳提供非恒定的重力补偿; CISAS 中心研制了空间机械臂实验用水下系统^[7]; Eskandary 等人^[8]设计和优化了一种空气悬架, 可调整行驶高度和刚度; Yoshiki 等人^[9]为超声速风洞开发了一种磁悬挂平衡系统; 郑宜生等^[10]设计了一种负刚度磁弹簧来悬挂结构。这些方法都能实现支撑物体、平衡重力、模拟失重环境, 但存在附加质量、多余约束条件等问题。由于质量和边界条件的改变, 结构的静态和动态特性 (尤其是频率) 将显著变化。采用准零刚度弹簧悬吊可以降低谐振频率, 接近原结构频率^[11]。但对于大型环形桁架结构而言, 结构振动频率低、静态变形大, 要求悬吊系统既能在有限范围内实现低频运动, 又能补偿结构的大变形。基于以上考虑, 音圈电机适合用作悬吊装置, 其输出力的大小与施加在线圈上的电流成比例^[12], 是一种线性作动器, 无论低频作动还是高频作动都能实现同时输出力和位移。

本文采用音圈电机悬吊环形桁架结构以卸载重力。首先, 测量缩比模型的静态变形, 并通过有限元方法计算结构的固有频率。然后, 通过求解静力平衡方程, 得到悬吊点的绳索张力, 即需音圈电机输出的安培力大小。最后, 建立主动悬吊试验系统, 测量悬吊前和悬吊后的结构固有频率, 并对结

果进行分析和对比。

1 静态变形和有限元分析

作为卫星天线的主要结构, 环形桁架结构由桁架和柔性伸展臂组成。一般来说, 卫星天线的直径从几米到上百米, 质量可达上百千克。本文研究的环形桁架结构为某环形可展开天线^[13]的缩比模型, 直径 0.5 m, 伸展臂长 0.5 m, 材料为不锈钢, 总质量 1.16 kg。缩比模型虽然结构尺寸小, 但是柔性依然很大, 将其固定在地面上时的静态变形如图 1 所示。当施加外部激励时, 结构具有明显的点头振动和摇头振动。

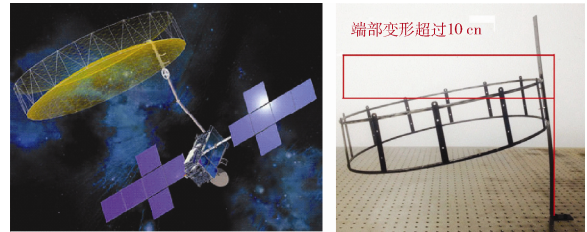


图 1 某卫星天线及其缩比模型静态变形示意

Fig. 1 A satellite antenna and static deformation of its scaling model

采用有限元软件计算环形桁架结构的固有频率和模态振型, 通过 MSC Patran 软件建立结构的三维模型, 该模型包含 29 个节点和 39 个梁单元; 采用 Lanczos 方法求解结构的固有频率和模态, 前两阶固有模态和固有振型如图 2 所示。由图可以看出, 第一阶固有模态为点头模态, 固有频率为 1.937 3 Hz; 第二阶固有模态为摇头模态, 固有频率为 2.297 7 Hz。

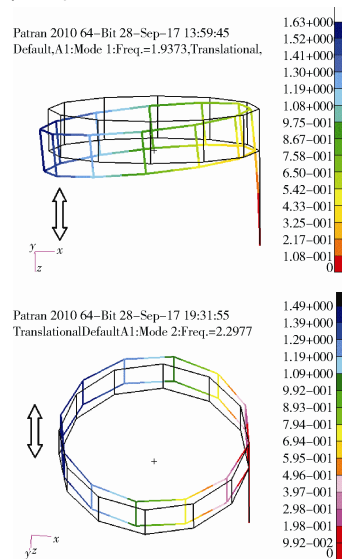


图 2 前两阶固有模态

Fig. 2 The modes of first two orders

2 主动悬吊方法

在重力作用下,结构的静态变形很大,直接悬吊很难实现点头振动。本文采用主动悬吊系统来卸载重力。其工作原理是,信号发生器输出电压驱动电流功放,电流功放输出电流驱动音圈电机,音圈电机驱动凯夫拉绳索吊起环形结构。图3为悬吊系统平衡状态示意图,其中1~3为3个同型号、质量相等的音圈电机。

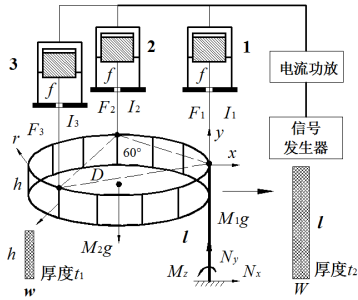


图3 主动悬吊系统示意

Fig. 3 Diagram of the active suspension system

结构的力系由重力、摩擦力、电机输出力、支反力等组成,当力系达到平衡时,静态的平衡方程为

$$\begin{cases} N_x = 0 \\ F_1 + F_2 + F_3 - 3mg - M_1g - M_2g - 3f + N_y = 0 \\ \frac{\sqrt{3}}{2} [(F_2 - m_2g) + (F_3 - m_3g)] D - M_2g \frac{D}{2} = 0 \end{cases} \quad (1)$$

式中: F_1 、 F_2 和 F_3 是未知的电机输出力; m 是线圈质量; M_1 是伸展臂的质量; M_2 是环形桁架结构的质量; f 是线圈与磁缸壁之间的摩擦力; D 是环形结构的直径; N_x 、 N_y 和 M_z (见图3) 是约束力。

可以由这组方程是静定方程得到音圈电机 2 和 3 的输出力与绳索拉力、线圈重力达到静力平衡,即

$$F_2 = F_3 = \frac{M_2g}{2\sqrt{3}} + m_2g \quad (2)$$

当结构平衡以后,重力卸载。此时约束力 N_y 为 0, 忽略摩擦力后音圈电机 1 输出的力为

$$F_1 = 3m_1g + (M_1 + M_2)g - 2F_2 \quad (3)$$

在地面试验中,考虑到伸展臂根部固定,悬吊系统采用音圈电机 2 和 3 即可达到平衡状态。此时, N_y 等于 F_1 , 音圈电机 1 输出的力为 0, 即只要音圈电机 2 和 3 输出安培力即可。信号发生器的电压决定音圈电机输出安培力的大小,即

$$F_i = f_a V_i(t), \quad i=2, 3. \quad (4)$$

式中: f_a 是音圈电机的单位力; $V_i(t)$ 是控制电压。

对于柔性结构的振动,一般视为多自由度系统,具有多个频率和模态,悬吊前后,环形桁架结构的自由振动方程为

$$M\ddot{q}_n + C\dot{q}_n + Kq_n = 0, \quad (5)$$

$$M'\ddot{q}_m + C'\dot{q}_m + K'q_m = 0. \quad (6)$$

式(5)、(6)中: M 、 C 、 K 和 M' 、 C' 、 K' 分别为系统悬吊前和悬吊后的质量、阻尼、刚度矩阵; q_n 、 q_m 分别为悬吊前和悬吊后的振动方向位移。一般来说,音圈电机线圈的质量远小于结构质量,可认为 $M \approx M'$, 那么悬吊前后系统的固有频率为

$$2\pi f_{dn} = \omega_n \sqrt{1 - \xi_n^2}, \quad n=1, 2, \dots, \quad (7)$$

$$2\pi f_{dm} = \omega_m \sqrt{1 - \xi_m^2}, \quad m=1, 2, \dots. \quad (8)$$

式中: ω_n 、 ξ_n 和 ω_m 、 ξ_m 分别为系统悬吊前和悬吊后的固有频率、阻尼比。阻尼系统的自由振动是非周期振动,阻尼比 ξ 由自由衰减曲线的振幅衰减率 δ 决定^[14],

$$\delta = \ln \eta = \frac{2\pi\xi}{\sqrt{1 - \xi^2}}. \quad (9)$$

式中 η 为相邻 2 个振幅 A_k 和 A_{k+1} 之比。当得到振动响应曲线后,由振幅的值先计算出 η 的值,再由式(9)即可得到结构的阻尼比 ξ 。由阻尼比可知悬吊系统对原结构的影响大小,也为进一步改进悬吊方法提供参考。

3 主动悬吊试验

根据第 2 章的分析,建立试验系统如图 4 所示。试验系统主要包括含伸展臂的环形桁架结构,3 个音圈电机 (XVLC70-015-00N), 自制的四通道电流功放, 双通道信号发生器 (Keysight 33500B), 激光位移传感器 (KEYENCE, LK-G80 和 LK-GD500) 和 dSPACE 控制系统 (DS1103) 等。

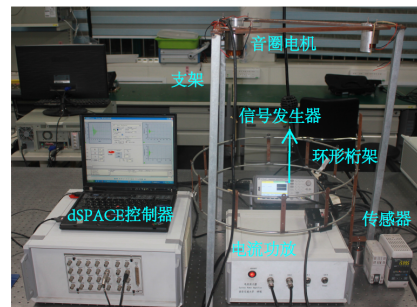


图4 主动悬吊试验系统

Fig. 4 Active suspension experiment system

由于本文采用的结构是缩比模型, 在弱激励作用下其振幅较小。音圈电机在小范围 (5 mm) 作动过程中输出准恒力, 保证平衡状态的稳定。当线圈质量 $m=0.08\text{ kg}$, 环形结构质量 $M_2=0.9\text{ kg}$, 伸展臂质量 $M_1=0.26\text{ kg}$ 时, 计算得到吊起结构所需安培力为 $F_2=F_3=3.330\text{ N}$ 。试验中, 当信号发生器输出 -530 mV 电压给电流功放驱动音圈电机 2 和 3 时, 结构被提升并保持水平。如图 5 所示, 测得凯夫拉纤维绳上等效重量为 0.26 kg , 可知实际安培力大小为 $(0.26+0.08)g=3.332\text{ N}$, 与计算结果吻合。如果结构质量发生变化, 那么令信号发生器输出相应的电压给电流功放即可以实现悬吊和重力卸载。本文采用开环控制方法, 因此即使不同起吊点的负载不同, 只要所需输出力不超出音圈电机的有效输出范围, 均可确保悬吊平衡。



图 5 音圈电机和测重

Fig. 5 Voice coil actuator and measuring weight

对悬吊后的环形桁架结构的末端 x 方向和 y 方向分别施加初始位移激励, 并用激光位移传感器测量伸展臂根部的位移信号输入 dSPACE 系统, 对响应信号作傅里叶变换得到频谱图。频谱图中峰值所对应的水平坐标就是环桁架结构的振动频率。图 6 为加悬吊和不加悬吊时测量的点头模式振动频率。

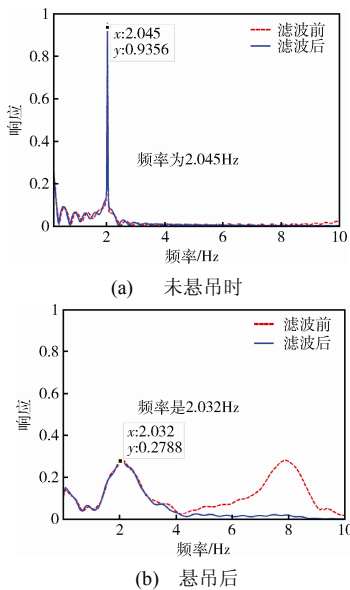


图 6 加与不加悬吊装置时测量的点头模式振动频率
Fig. 6 'Nod' frequency with and without suspension

图 7 为摇头模式振动频率。图 8 为加悬吊后的点头模式和摇头模式的振动位移。

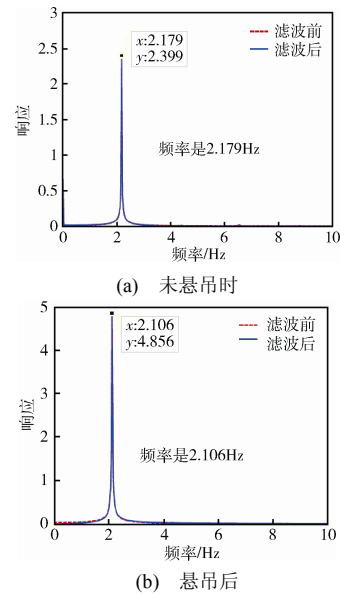


图 7 加与不加悬吊装置时测量的摇头模式振动频率
Fig. 7 'Shaking' frequency with and without suspension

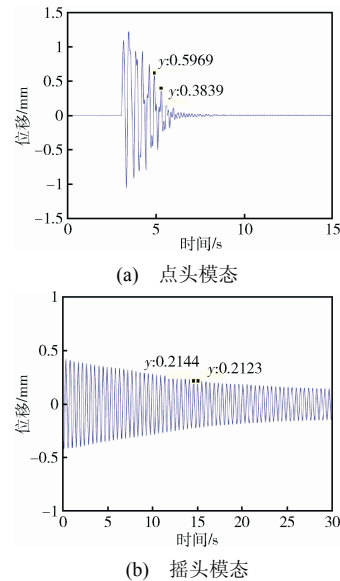


图 8 悬吊后的振动位移
Fig. 8 Vibration displacement with suspension

由测量结果可知: 结构未悬吊时, 一阶频率为 $f_{d1}=2.045\text{ Hz}$, 二阶频率为 $f_{d2}=2.179\text{ Hz}$; 而悬吊后的一阶频率为 $f_{d1}=2.032\text{ Hz}$, 二阶频率为 $f_{d2}=2.106\text{ Hz}$ 。可见, 悬吊前后, 前两阶频率是非常接近的, 且与有限元计算的结果相比偏差较小。但试验中, 悬吊平衡位置等因素会影响系统的频率。此外, 不加悬吊时, 由于结构为纯金属结构, 阻尼非常小; 加悬吊后, 计算得到点头模式和摇头模式的阻尼比约为 0.07 和 0.0016。

试验结果表明,添加悬吊装置,可卸载结构重力并维持平衡,消除静态大变形,同时能实现点头模态,且频率接近。由于结构是缩比模型,悬吊对阻尼等有影响,但对摇头模态影响不大。总之,加悬吊后的结构在振动特性上等同于原结构,说明这种悬吊方法是有效的,当结构保持平衡并有扰动时,结构的振动特性能够与原结构接近。

4 结束语

本文提出了一种主动悬吊方法,可在地面状态下卸载环形桁架结构的重力。悬吊试验结果表明,该套装置能够输出结构所需安培力和随动位移,保持结构的静态平衡;加与不加悬吊装置,结构的振动频率几乎相等,且实现了微振动时的点头模态。如采用输出力更大的音圈电机和闭环控制,该方法能适用于尺寸更大的柔性结构的精确悬吊和重力卸载。

参考文献 (References)

- [1] 高峰, 易旺民, 郭涛, 等. 一种用于空间机械臂的微重力模拟悬吊配重试验系统[J]. 航天器环境工程, 2014, 31(1): 52-56
GAO F, YI W M, GUO T, et al. A micro-gravity suspension test facility for space manipulators[J]. Spacecraft Environment Engineering, 2014, 31(1): 52-56
- [2] 刘振. 星球车单吊索重力补偿与实验研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2013: 7-13
- [3] 齐乃明, 张文辉, 高九州, 等. 空间微重力环境地面模拟试验方法综述[J]. 航天控制, 2011, 29(3): 95-100
QI N M, ZHANG W H, GAO J Z, et al. The primary discussion for the ground simulation system of spatial microgravity[J]. Aerospace Control, 2011, 29(3): 95-100
- [4] 夏成明, 董威, 王思明, 等. 微重力落塔电磁悬吊、释放技术研究[J]. 航天器环境工程, 2006, 23(3): 143-146
XIA C M, DONG W, WANG S M, et al. Technique of electromagnetic hanging and releasing for micro-gravity falling tower[J]. Spacecraft Environment Engineering, 2006, 23(3): 143-146
- [5] 韦娟芳. 卫星天线展开过程的零重力环境模拟设备[J]. 空间电子技术, 2006, 3(2): 29-32
- [6] WHITE G C, XU Y S. An active vertical-direction gravity compensation system[J]. IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement, 1994, 43(46): 786-792
- [7] ELLIS G, GAO Z Q. Cures for low-frequency mechanical resonance in industrial servo systems[C]//36th IAS Annual Meeting Conference, 2001(1): 252-258
- [8] ESKANDARY P K, KHAJEPOUR A, WONG A, et al. Analysis and optimization of air suspension system with independent height and stiffness tuning[J]. International Journal of Automotive Technology, 2016, 17(5): 807-816
- [9] YOSHIKI T, HIDEO S, SHIGERU O. Development of magnetic suspension and balance system for intermittent supersonic wind tunnels[J]. AIAA Journal, 2016, 54(4): 1277-1286
- [10] ZHENG Y S, ZHANG X N, LUO Y J, et al. Design and experiment of a high-static-low-dynamic stiffness isolator using a negative stiffness magnetic spring[J]. Journal of Sound and Vibration, 2016, 360: 31-52
- [11] 唐锐, 黄海, 黄舟. 基于准零刚度技术的微重力模拟悬吊装置设计与试验研究[J]. 航天器环境工程, 2017, 34(2): 222-228
TANG R, HUANG H, HUANG Z. Design and experiment of a suspension device based on quasi-zero-stiffness technology for microgravity simulation[J]. Spacecraft Environment Engineering, 2017, 34(2): 222-228
- [12] 兴连国, 周惠兴, 侯书林, 等. 音圈电机研究及应用综述[J]. 微电机, 2011, 4(8): 82-87
XING L G, ZHOU H X, HOU S L, et al. Research and application of voice coil motor[J]. Micromotors, 2011, 4(8): 82-87
- [13] 胡海岩. 机械振动基础[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2005: 18

(编辑: 张艳艳)

作者简介: 马国亮(1986—), 男, 博士研究生, 研究方向为振动主动控制; E-mail: william_hajay@stu.xjtu.edu.cn. 通信作者: 徐明龙(1964—), 男, 博士学位, 教授, 博士生导师, 研究方向为振动主动控制、智能材料的作动器、传感器等; E-mail: mlxu@xjtu.edu.cn.