

宏微运动平台连接架的多工况动力学特性分析

张璐凡¹ 隆志力^{2,3} 念龙生^{1,2} 方记文^{1,2}

1. 西安交通大学机械制造系统工程国家重点实验室, 西安, 710049

2. 东莞华中科技大学制造工程研究院, 东莞, 523808

3. 哈尔滨工业大学深圳研究生院, 深圳, 518055

摘要:为探究宏微运动平台连接架在多工况下的动力学特性, 针对宏微运动过程中的连接架进行了多工况受力分析。利用有限元方法, 对各个工况下的连接架开展静态和动态分析与计算, 得到了相应的应力和变形分布, 并获得了连接架最大应力和变形随载荷变化的规律。通过计算振动模态, 得到了前 6 阶固有频率和振型。利用锤击法进行测振实验, 实验结果验证了仿真数据的正确性。

关键词:宏微运动平台; 多工况; 连接架; 静态分析; 动态分析

中图分类号: TH132

DOI: 10.3969/j.issn.1004-132X.2014.22.020

Dynamics Characteristics Analysis in Multi-cases of Connection Frame in Macro/micro Motion Platform

Zhang Lufan¹ Long Zhili^{2,3} Nian Longsheng^{1,2} Fang Jiwen^{1,2}

1. State Key Laboratory for Manufacturing Systems Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, 710049

2. Dongguan Huazhong University of Science and Technology Manufacturing Engineering Institute, Dongguan, Guangdong, 523808

3. Harbin Institute of Technology Shenzhen Graduate School, Shenzhen, Guangdong, 518055

Abstract: In order to explore dynamics characteristics in multi-case of connection frame in macro/micro motion platform, a connection frame was investigated in multi-cases during motion process of the macro/micro motion platform. And then, static and dynamic analysis as well as calculation of the connection frame were studied in multi-cases. At last, some important conclusions were obtained. Stress and displacement distribution were disclosed, and the relevant change trends of the maximum static stress and displacement in multi-cases were investigated. At the same time, first six order natural frequencies and mode shapes were obtained. Vibration test results verify the validity of the simulation data by hammer method.

Key words: macro/micro motion platform; multi-case; connection frame; static analysis; dynamic analysis

0 引言

随着 IC 制造的芯片光刻、MEMS 制造的器件封装、生物工程的高速点样移液、高速精密加工等的迅速发展, 各应用领域对定位平台的行程、速度和超精密定位的要求越来越高^[1-2]。宏动平台和微动平台的跨尺度定位是实现长行程、高加速度、高速度和超精度定位的有效途径。跨尺度定位的主要方法是: 宏动平台通过音圈电机实现长行程、高速、高加速度的微米级定位, 微动平台通过压电致动器进行定位精度误差补偿和纳米级定

位^[3-4]。采用柔性铰链将压电致动器紧固在微动平台中, 再由音圈电机驱动实现跨尺度定位。整个定位平台中, 柔性铰链作为音圈电机和压电致动器连接的关键部件, 对长行程、高速、高加速和超精密定位起着重要作用。国内外对柔性铰链的结构设计、静态和动态的稳定性分析开展了深入的研究^[4-8], 然而柔性铰链加工工艺复杂和成本高昂等缺点经常限制了其应用。通过连接架把音圈电机和压电致动器直接连接, 搭建的宏微运动平台能够实现长行程、高加速度、高速和超精密定位, 且连接架易于设计、加工工艺简单、成本低廉^[9-10]。目前, 对连接架的研究相对较少, 对其动力学特性的研究更是鲜有报道, 本文针对多工况下动力学特性开展了相关研究并进行实验验证。

本文通过分析宏微运动平台工作过程中的不同工况, 并对不同工作状况下的连接架进行受力分析, 通过有限元方法计算得到各工况下的变形

收稿日期: 2013-05-30

基金项目: 国家自然科学基金委员会—广东省人民政府自然科学基金联合基金资助重点项目(U1134004); 广东省重大科技专项(2011A080801004); 广东省省部产学研合作专项资金资助项目(2012B091100022); 东莞市高等院校科研机构资金资助项目(2012108102023); 深圳市基础研究项目(JC201105160586A, JCYJ20120613145622592)

和应力分布,获得最大应力和变形随载荷变化的规律。计算连接架的振动模态,获得相应的固有频率和振型。通过实验验证了仿真结果的正确性。

1 不同工况下连接架的受力分析

宏微运动平台依靠音圈电机的驱动力 F_V 和压电致动器的驱动力 F_P 共同作用来实现长行程、高加速度、高速和超精密定位,如图 1 所示。连接架是音圈电机和压电致动器连接的桥梁,对宏微运动平台的稳定工作和精确定位起着关键作用。为了能准确分析与研究连接架,通过自行设计完成了音圈电机的装配,选用德国 PI 公司的 P-845.20 压电致动器,搭建宏微运动平台,如图 2 所示,设计指标如下:最大加速度 $a = 150 \text{ m/s}^2$,速度为 1 m/s ,长行程为 80 mm ,定位精度为 10 nm ,负载为 30 N (3 kg)。在宏微运动平台定位过程中,连接架受到音圈电机和压电致动器的驱动力综合作用。

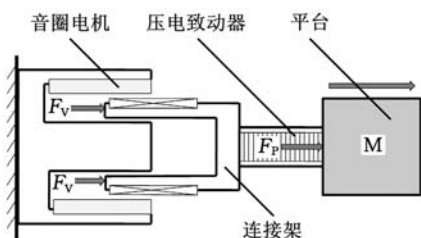


图 1 宏微运动平台模型

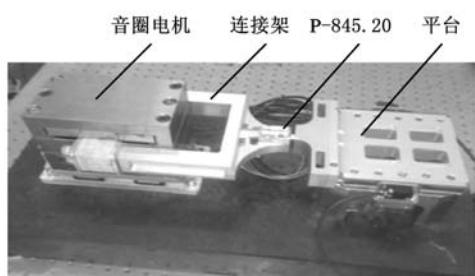


图 2 宏微运动平台

宏微运动平台定位是往复启停的循环过程:音圈电机在驱动力 F_V 作用下,使连接架在规划的行程和高加速度下获得预定速度,并使平台定位到正向微米级预定位置,此时,音圈电机停止驱动;在满足预设的定位精度误差切换条件下,压电致动器提供驱动力 F_P ,驱动平台实现误差补偿和纳米级定位。反之,音圈电机重复驱动连接架,直到满足定位精度误差条件为止。宏微运动平台依靠音圈电机和压电致动器的共同作用实现了长行程、高加速度、高速和超精密定位。

完成正向定位之后,系统执行类似的反方向运动和定位,整个运动状态如下:

工况 1。连接架从静止到正向高速运动的过程中,受到音圈电机驱动力 F_V 作用。为研究连接架承受的最大变形和应力,将连接架右端面进行约束。则工况 1 的边界条件等效为:连接架双臂端面受到音圈电机驱动力 F_V ,右端面全约束,如图 3a 所示。考虑宏微运动平台要实现的最大加速度 $a = 150 \text{ m/s}^2$,音圈电机需提供足够大的驱动力,已知平台质量 $m = 3 \text{ kg}$,由牛顿第二定律计算出音圈电机的驱动力 $F_V = ma = 450 \text{ N}$ 。

工况 2。连接架在定位运动到微米级预定位置过程中,受到反方向的驱动力作用,做正向减速运动。连接架在惯性作用下产生正向应力和变形,为了能方便准确地描述连接架的正向应力和变形,将连接架等效为双臂端面约束,受正向加速度作用。则工况 2 边界条件等效为:连接架双臂端面全约束,连接架整体受到的正方向最大加速度为 150 m/s^2 ,如图 3b 所示。

工况 3。在满足切换条件下,音圈电机停止驱动,压电致动器提供驱动力 F_P 并作用于连接架。本文选用的压电致动器的极限抗拉力为 700 N ,为探究连接架的最大变形和应力,将 700 N 作为施加载荷进行分析,则工况 3 边界条件等效为:连接架双臂端面全约束,对连接架与压电致动器接触端面施加载荷,如图 3c 所示。

宏微运动平台工作过程需要往复循环与急停运动,其反向运动状态中的工况 4、5 和 6 分别与工况 1、2 和 3 相同,只是驱动力方向相反,如图 3d~图 3f 所示。6 种工况的边界条件如表 1 所示。

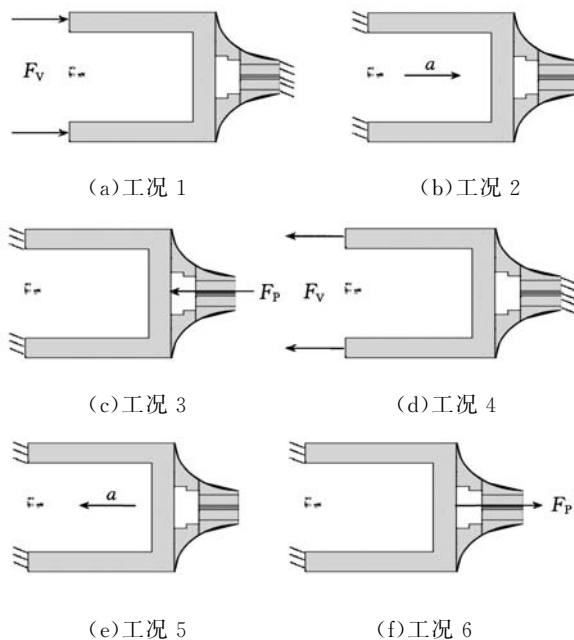


图 3 不同工况受力分析

表 1 多工况下的边界条件

	工况 1 (450 N)	工况 2 (150 m/s ²)	工况 3 (700 N)	工况 4 (-450 N)	工况 5 (-150 m/s ²)	工况 6 (-700 N)
载荷位置	连接架 双臂 端面	连接架 整体	平台与压 电致动器 接触端面	同工 况 1	同工 况 2	同工 况 3
全约束位置	连接架 右端面	连接架 双臂 端面	连接架 双臂 端面	同工 况 1	同工 况 2	同工 况 3

2 多工况动力学特性分析

2.1 多工况静态特性分析

根据以上各个工况的边界条件,采用有限元方法,在 ANSYS12.1 环境下搭建三维模型,材料选用 7075 硬铝合金,其弹性模量为 72 GPa,泊松比为 0.33,密度为 2810 kg/m³,选用单元 Solid45,自由划分网格,进行静力计算,结果如下:

工况 1 即音圈电机开始驱动阶段。连接架的最大变形为 31.3 μm,这个最大变形对称地出现在连接架左端双臂末端面,如图 4a 所示。连接架最大应力 4.4 MPa 均匀分布于连接架圆弧处,如图 4b 所示。当改变音圈电机驱动力时,获得最大变形和应力随驱动力变化的规律,即最大变形和应力均随驱动力的增加而增加,如图 4c 所示。

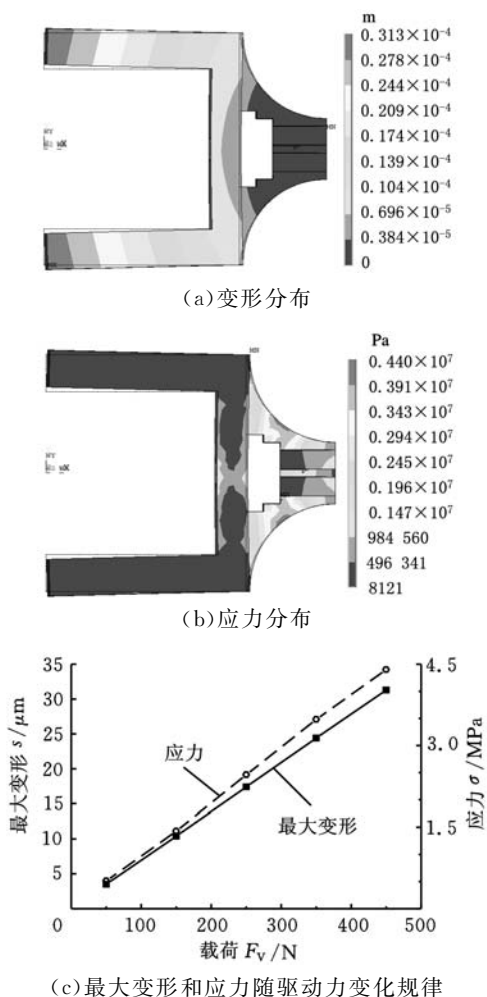


图 4 工况 1 的静力分析

工况 2 即连接架受到的正方向加速度惯性力作用。连接架最大变形 0.321 μm 发生在连接架右端和连接架与压电致动器连接处,如图 5a 所示。最大应力 0.24 MPa 出现在连接架右端,如图 5b 所示。当改变加速度时,获得最大变形和应力随加速度变化的规律,即最大变形和应力均随加速度增加而增加,如图 5c 所示。

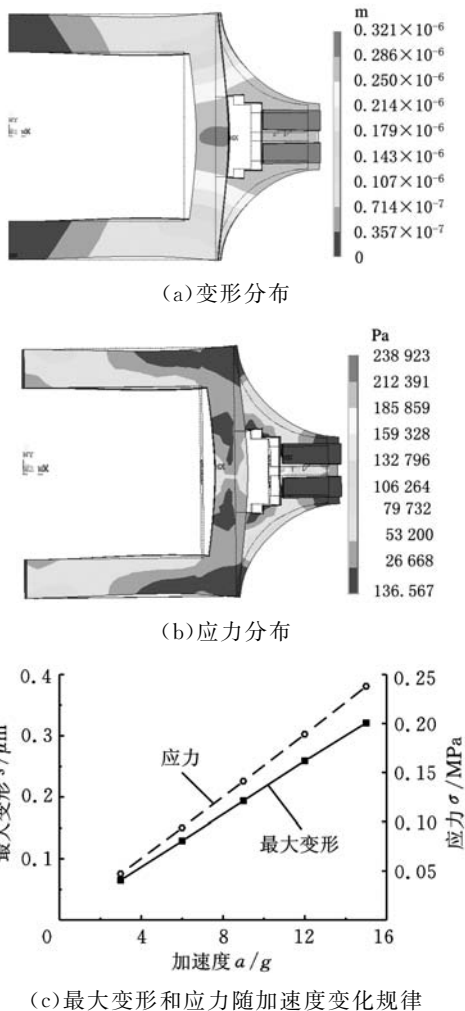


图 5 工况 2 的静力分析

工况 3 即压电致动器驱动阶段。此时,连接架最大变形 7.01 μm 出现在连接架与压电致动器连接处附近,如图 6a 所示。连接架的应力对称分布在连接架圆弧处。最大应力 9.78 MPa 出现在压电致动器与平台连接处附近,如图 6b 所示。当改变压电致动器驱动力时,获得最大变形和应力随驱动力变化的规律,即最大变形和应力最大值均随驱动力的增加而增加,如图 6c 所示。

工况 4、5 和 6 与工况 1、2 和 3 的边界条件相对应,施加载荷大小相等、方向相反。各个工况下的最大变形和最大应力如表 2 所示。由表 2 可知,工况 1 和工况 4 下的最大变形为 31.3 μm,其主要原因是音圈电机正向或反向启动时,需要足

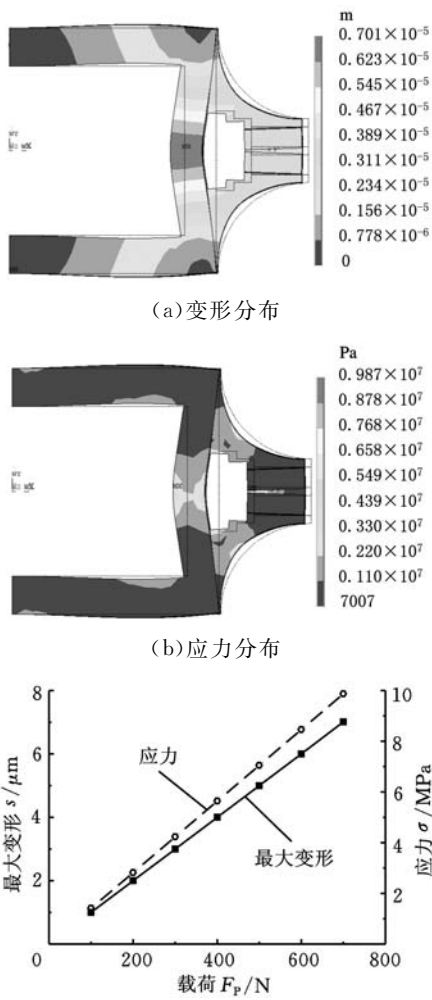


图 6 工况 3 的静力分析

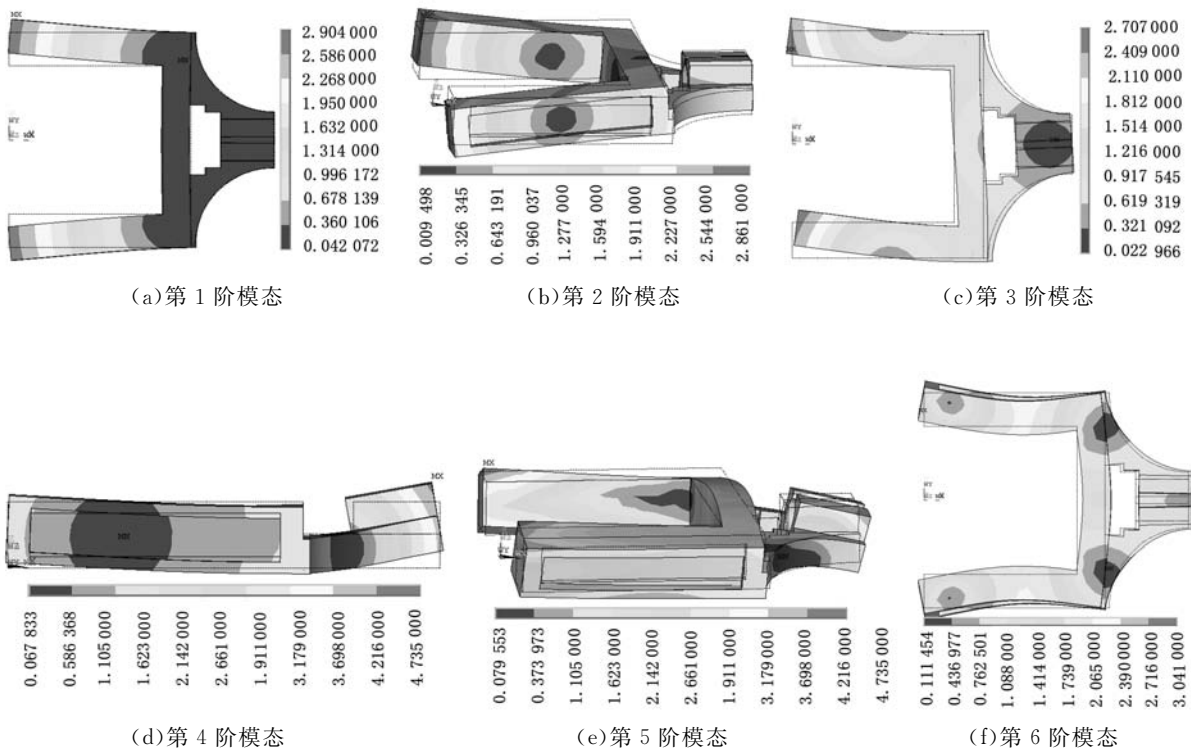


图 7 前 6 阶振动模态

够大的驱动力才能获得最大加速度。工况 3 和工况 6 下的最大应力为 9.78 MPa, 这两个工况施加的载荷为压电致动器的抗拉力, 是 6 个工况中的最大载荷, 所以该载荷产生的最大应力大于其他工况下载荷作用的最大应力。工况 2 和工况 5 的最大应力和变形是 6 个工况中的最小值, 说明连接架受加速度的影响相对较小。6 个工况最大应力和变形均随着载荷的增加而增加。

表 2 不同工况下最大变形和最大应力

工况	工况 1、工况 4	工况 2、工况 5	工况 3、工况 6
最大变形 (μm)	31.3	0.321	7.01
最大应力 (MPa)	4.4	0.24	9.78

2.2 连接架模态特性分析

连接架高速工作中, 需要考虑连接架的固有频率和振动模态, 以避免连接架与其他机构发生共振。在 ANSYS12.1 中, 参数设定与静态分析相同, 并自由划分网格, 搭建连接架有限元模型, 进行自由模态分析。通过计算获得连接架前 6 阶固有模态, 如图 7 所示, 连接架的各阶频率和振型如表 3 所示。连接架的第 1 阶固有频率为 986 Hz, 远高于音圈电机数的驱动频率, 可有效避免连接架与音圈电机共振。

表 3 连接架固有频率和振型

	1 阶	2 阶	3 阶	4 阶	5 阶	6 阶
频率(Hz)	986	1306	1854	2765	4378	5332
振型	双臂左端沿±Y 向 作向外扩张运动	双臂左端绕±Z 向 作上下反向扭动	双臂左端同 沿着绕+Y 向摆动	连接架右端沿 +Z 向作上翘运动	连接架整体沿 +Z 向作上凸运动	连接架双臂沿 ±Y 向作内扭动

3 实验分析

本文在连接架多工况分析基础上,对连接架展开了多工况静力分析和模态分析。连接架在各个工况,特别是高速情况下,其相应的变形和应力不易通过实验测量,但 ANSYS 可提供模拟环境,并可进行有限元模型的搭建和计算。仿真结果验证了连接架结构有效性。

本文采用锤击法测振技术开展了连接架的固有频率测试,图 8 所示为实验测试平台结构。采用多点激励、单点输出的方法,利用力锤对连接架进行激励。各个测点的响应由设置在参考点的加速度计来测量,将力锤激励信号和连接架输出信号放大和采集,通过软件 CRAS V7.2 对振动信号进行处理和分析。经过多次实验,得到连接架的时域频域曲线,其中,连接架的 1 阶固有频率为 1000 Hz,与有限元仿真频率 986 Hz 相比,误差约为 1.42%。各阶实验频率与仿真频率对比如表 4 所示,实验结果与仿真结果具有很好的一致性。

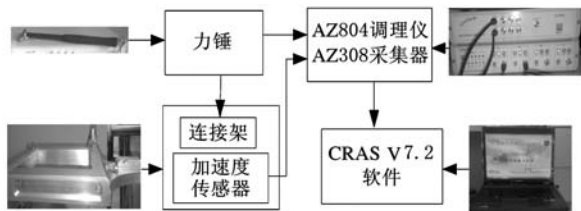


图 8 实验测试平台

表 4 连接架仿真频率域实验频率对比 Hz

	仿真频率	实验频率
1 阶	986	1000
2 阶	1420	1700
3 阶	2019	2500
4 阶	2933	2650
5 阶	4620	4119
6 阶	5711	5280

参考文献:

[1] Pakh H J, Lee D S, Park J H. Ultra Precision Positioning System for Servo Motor-piezo Actuator Using the Dual Servo Loop and Digital Filter Implementation [J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2001, 41(1): 51-63.
 [2] 孙立宁, 周兆英, 龚振邦. MEMS 国内外发展状况

及应用, 2002(2): 2-4.

Sun Lining, Zhou Zhaoying, Gong Zhenbang. MEMS Development Situation at Home and Abroad and MEMS Development Thinking of Combat Readiness [J]. Robot Technique and Application, 2002 (2): 2-4.

[3] 卢清华, 吴志伟, 范彦斌, 等. 一种低成本微定位平台的设计与仿真 [J]. 中国机械工程, 2013, 24(5): 585-609.

Lu Qinghua, Wu Zhiwei, Fan Yanbin, et al. Design and Simulation of a Low-cost Micro-positioning Stage [J]. China Mechanical Engineering, 2013, 24 (5): 585-609.

[4] Chi H, Song C, Han C, et al. Designing Compensator of Dual Servo System for High Precision Position Control [C] // SICE Annual Conference. Fukui, Japan, 2003: 1650-1655.

[5] Dong W, Tang J, Eiddeeb Y. Design of a Linear-motion Dual-stage Actuation System for Precision Control [J]. Smart Materials and Structures, 2009, 18(9): 11-20.

[6] 节德刚, 刘延杰, 孙立宁, 等. 一种宏微双重驱动精密定位机构的建模与控制 [J]. 光学精密工程, 2005, 13(2): 171-178.

Jie Degang, Liu Yanjie, Sun Lining, et al. Modeling and Control of a Macro-micro Dual-drive Ultra-precision Positioning Mechanism [J]. Optics and Precision Engineering, 2005, 13(2): 171-178.

[7] 李鸣鸣. 大行程纳米定位系统若干关键技术研究 [D]. 上海: 上海大学, 2007.

[8] 林超, 俞松松, 程凯, 等. 微/纳米定位平台的动态特性分析与试验 [J]. 浙江大学学报(工学版), 2012, 46(8): 1376-1381.

Lin Chao, Yu Songsong, Cheng Kai, et al. Dynamic Analysis and Testing of Micro/Nano-positioning Platform [J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science), 2012, 46(8): 1376-1381.

[9] 舒强, 施宁平, 饶学军, 等. 一种新型并联 XYZ 微定位平台动力学建模及控制仿真 [J]. 振动与冲击, 2012, 31(8): 131-147.

Shu Qiang, Shi Ningping, Rao Xuejun, et al. Dynamic Modeling and Control Simulation for a Novel Parallel XYZ Micro Positioned [J]. Journal of Vibration and Shock, 2012, 31(8): 131-147.

子的大小则决定了焊点的疲劳裂纹扩展寿命,由于附加弯矩的作用,在载荷很小时,CP 试件在焊点边缘的应力强度因子就超过了裂纹扩展门槛值 ΔK_{th} ,疲劳裂纹即开始扩展。因此,相同尺寸下,CP 试件的疲劳强度远低于 TS 试件的疲劳强度。

从以上分析还可以看出,焊点局部的受力状态从本质上决定了焊点的疲劳寿命。车身焊点的受力状态更为复杂,可能同时承受三个方向六种载荷(力和弯矩)的作用,点焊试件的载荷-寿命曲线可以定性地对焊点的疲劳性能进行描述,但却不足以用来预测车身焊点的疲劳寿命。需要在进一步的研究工作中,选择合适的疲劳参量,统一描述不同类型的试件的疲劳寿命,建立与试件类型无关的焊点疲劳寿命预测模型。

4 结论

(1) 铝合金点焊试件的疲劳失效模式有两种:母材“眉状”裂纹失效及焊点熔核界面断裂。点焊 TS 试件主要发生母材“眉状”裂纹失效,而 CP 试件则主要发生焊点熔核界面断裂。

(2) AA5754 和 AA6111-T4 焊点的疲劳寿命几乎完全一致,母材力学性能对焊点的疲劳寿命几乎没有影响,通过分析母材的裂纹扩展特性以及焊点附近显微硬度分布,对这一现象进行了解释。与载荷比 $R=0.1$ 时相比, $R=0.3$ 时焊点的疲劳寿命略有降低,说明载荷比对焊点疲劳寿命有一定的影响,这一现象可由裂纹闭合效应进行解释。TS 试件焊点疲劳强度远高于同尺寸下 CP 试件焊点的疲劳强度,说明点焊试件的类型对焊点疲劳寿命影响极大,在车身设计时应尽量避免焊点承受剥离载荷或对承受此类载荷的焊点采取加固措施。

参考文献:

- [1] Hirsch J. Aluminum in Innovative Light-weight Car Design[J]. Materials Transactions, 2011, 52(5): 818-824.
- [2] 孙志成. 车身轻量化制造中的焊接技术[J]. 汽车制造业, 2008(9): 50, 52-53.
Sun Zhicheng. Welding Technologies in Light-weight Automobile Manufacturing[J]. Automobile Industry, 2008(9): 50, 52-53.
- [3] Weber G, Brauser S, Gaul H, et al. Study of Fatigue Behavior for Spot Welded Tensile Shear Specimens of Advanced High Strength Steels[J]. Steel Research, 2012, 83: 988-994.
- [4] Lanciotti A, Polese C. Fatigue Crack Propagation in

Tensile Shear Stainless Steel Spot Welded Specimens[J]. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, 2008, 31: 76-84.

- [5] Nakayama E, Fukumoto M. Evaluation of Local Fatigue Strength in Spot Weld by Small Specimen [J]. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, 2010, 33: 267-275.
- [6] Florea R S, Bammann D J, Yeldell A, et al. Welding Parameters Influence on Fatigue Life and Microstructure in Resistance Spot Welding of 6061-T6 Aluminum Alloy[J]. Materials and Design, 2013, 45: 456-465.
- [7] Anderson P. Fatigue and Fracture - ASM Metals Handbook Volume 19[M]. Novelty: ASM International, 1996.
- [8] Lee H, Kim N, Lee T S. Overload Failure Curve and Fatigue Behavior of Spot-welded Specimens[J]. Engineering Fracture Mechanics, 2005, 72: 1203-1221.
- [9] Henrysson H. Effects of Mean Stress and Crack Closure on Fatigue Life of Spot Welds[J]. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, 2002, 25: 1175-1185.
- [10] Newman J A, Dowling N E. A Crack Growth Approach to Life Prediction of Spot-welded Lap Joints [J]. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, 1998, 21: 1123-1132.

(编辑 苏卫国)

作者简介:石燕栋,男,1984年生。南京航空航天大学能源与动力学院博士研究生。主要研究方向为铝合金点焊疲劳性能及建模。发表论文2篇。郭海丁,男,1958年生。南京航空航天大学能源与动力学院教授、博士研究生导师。

(上接第 3092 页)

- [10] Zhang Lufan, Long Zhili, Fang Jiwen, et al. A Linear Macro/micro Platform Design Based on FEM Simulation [C]//Advanced Materials Research, Guangzhou, 2012: 1379-1386.

(编辑 张洋)

作者简介:张璐凡,男,1984年生。西安交通大学机械制造系统工程国家重点实验室博士研究生。主要研究方向为精密定位平台设计、振动优化等。发表论文5篇。隆志力,男,1976年生。哈尔滨工业大学深圳研究生院副教授、博士,东莞华中科大学制造工程研究院经理。念先生,男,1989年生。西安交通大学机械制造系统工程国家重点实验室硕士研究生,东莞华中科大学制造工程研究院实习生。方记文,男,1987年生。西安交通大学机械制造系统工程国家重点实验室博士研究生,东莞华中科大学制造工程研究院实习生。