文章编号 1004-924X(2011)06-1313-07

柔性双补偿杆式动镜支撑机构的设计

柳 华[1,2*],刘伟奇[1],冯 睿[1],魏忠伦[1],张 健[1,2]
(1. 中国科学院 长春光学精密机械与物理研究所,吉林 长春 130033;
2. 中国科学院 研究生院,北京 100039)

摘要:对红外傅里叶变换光谱仪动镜支撑机构的核心部分—柔性铰链机构进行了研究。以柔性单补偿杆式机构为基体,设计出一种柔性双补偿杆式机构。利用有限元分析软件 Patran 和 Nastran 对其进行了模拟计算,并和目前国内最好的柔性单补偿杆式机构进行比较。然后,根据模拟计算得出的结构参数加工出简易实物,并对实物进行了实验测试及误差分析。结果表明,在模拟计算中,柔性双补偿杆式机构使动镜的垂直耦合位移缩小为柔性单补偿杆式机构的 6.8%;误差分析认为柔节的长度公差是引起动镜垂直耦合位移的一个重要因素。因此,若要提高动镜支撑机构的精度,加工时必须严格控制与柔节相关的尺寸公差。

关 键 词:红外傅里叶变换光谱仪;迈克尔逊干涉仪;动镜机构;柔性铰链机构;有限元分析;垂直耦合位移
中图分类号:TH744.1;TH703 **文献标识码**:A **doi**:10.3788/OPE.20111906.1313

Design of flexible-supporting mechanism with double compensation rods for moving mirror

LIU Hua[1,2*], LIU Wei-qi[1], FENG Rui[1], WEI Zhong-lun[1], ZHANG Jian[1,2]

(1. *Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Sciences, Changchun* 130031, *China*;
2. *Graduate University of Chinese Academy of Sciences, Beijing* 100039, *China*)
* *Corresponding author, E-mail: liuhua0898@sohu.com*

Abstract: A flexible mechanism which was considered as a key component of the moving mirror supporting in a Michelson interferometer based Fourier-transform spectrometer was researched. The flexible mechannism with double compensation rods was created on the basis of the flexible mechannism with a single compensation rod. By use of the finite element analysis softwares PATRAN and NASTRAN, the mechanism was simulated and the corresponding results were compared with the best theoretical calculation of the flexible mechannism with the single compensation rod. A simplified model was also fabricated according to the structral specifications from simulation calculation. Furthermore, the model was also tested and error analysis was conducted. It is shown that the vertical coupling displacement of the moving mirror introduced by this flexible mechannism with double compensation rods has been decreased by 93.2%. The results of error analysis indicate that the length tolerence of the

收稿日期:2010-10-14;**修订日期**:2010-11-17.
基金项目:国家自然科学基金重点资助项目(No. 60538020);中国科学院创新工程资助项目

© 1994-2012 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

flexible segment is a critical factor that would result in coupling displacement of the moving mirror. Therefore, it points out that when a supporting mechanism with high precision is machined for the moving mirror, the tolerences related to the flexible segments must be strictly controlled in fabrication.

Key words: infrared Fourier transform spectrometer; Michelson interferometer; mechanism of moving mirror; flexure hinge mechanism; finite element analysis; vertical coupling displacement

1 引 言

傅里叶变换光谱仪主要用于有机化学、无机化学、固体物理、宇宙航行、气象和大气污染的研究，具有重要的应用前景和潜力，对经济和国防建设有着十分重要的意义。随着当今社会对地球环境关注程度的不断提高，空间光学遥感技术有了很大的发展，尤其是红外傅里叶变换光谱技术也逐渐成熟起来。基于迈克尔逊干涉仪的红外傅里叶变换光谱仪具有分辨率高、波数精度高、扫描时间短、光谱范围宽、灵敏度高等优点，因此得到了越来越广泛的应用。

动镜机构的设计为此类光谱仪研制的关键技术之一，也是难点之一。基于迈克尔逊干涉仪的原理，反射镜(动镜)使用三面直角棱镜时，不会引起波面的倾斜，只能产生一个垂直于动镜运动方向的耦合位移量，此位移量在干涉波面处会导致两倍于该耦合位移量的波面位移，严重影响光谱仪的干涉成像范围和接收能量强度，降低整机的性能，因此要严格控制动镜的垂直耦合位移量，就要求设计出具有高精度的动镜支撑机构。

传统机械滑块接触式的精密动镜扫描支撑机构存在很多缺点，如：运动的非线性、滑块之间有摩擦且易磨损变形、有反冲和爬行现象、难于进行微小的位移控制等，而且随着磨损的积累，精度难于保证，严重时会出现卡死现象[1]。柔性铰链机构[2-3]具有体积小、无需润滑、无摩擦、无间隙、加工切割方便、运动灵敏度高等优点，能够克服传统机械结构的缺点，满足动镜机构的使用要求。现阶段有瑞士、美国、德国、日本等少数国家在竞相研制，而国内刚刚起步，目前仅对柔性单补偿杆式动镜支撑机构有所研究，其理论精度为：反射镜的运动行程为±10 mm，垂直耦合位移量精度为±3 μm[4]。

柔性单补偿杆式动镜支撑机构精度虽高，但仍存在缺陷，如支撑机构输出终端平台存在较大转角，无法很好地控制反射镜运动自由度的维数，影响整机对干涉图谱的采集。本文设计的柔性双补偿杆式动镜支撑机构，不仅能控制反射镜线性位移量，而且可以控制其微转角，在某种意义上实现了支撑机构对动镜自由度[5-6]的降维使用，有效地解决了柔性单补偿杆式动镜支撑机构的缺陷，保证了动镜的直线运动精度，从而提高了整个光谱仪的性能。

2 柔性单补偿杆式动镜支撑机构

2.1 工作原理

柔性单补偿杆式动镜支撑机构工作原理如图1所示，当耦合杆摆动 θ 角时，设运动体下降的距离 $|y_1|$ 与中间体提升的距离 $|y_2|$ 相等，这时运动体在垂直于 X 方向(运动方向)上将得到补偿，即 Y 方向位移为零。公式表达式如下：

$$y_1=(l_1-l_1\cos\theta)+(l_2-l_2\cos\theta)=(l_1+l_2)(1-\cos\theta)\ , \tag{1}$$

$$y_2=(l_1-l_1\cos\theta)+[-(l_3-l_3\cos\theta)]=(l_1-l_3)(1-\cos\theta), \tag{2}$$

式中：l_1 为固定体与中间体间连杆长度，l_2 为运动体与中间体间连杆长度，l_3 为补偿杆的长度。

由条件式 $y_1=y_2$，可推得：$l_2=-l_3$，

负号代表运动方向不同。又因为

$$l_1\sin\theta=l_3\sin\theta. \tag{3}$$

所以有 $l_1=l_3$。

由此可知，理论上只要固定体与中间体间连杆长度、运动体与中间体间连杆长度和补偿杆的

© 1994-2012 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

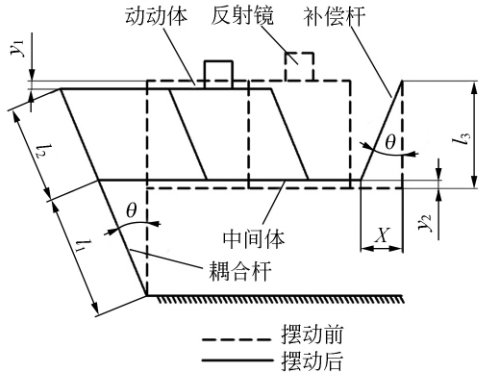


图 1　柔性单补偿杆式机构原理图

Fig. 1　Diagram of flexible mechanism with single compensation rod in theory

长度都相等时，柔性单补偿杆式动镜支撑机构便可自动消除运动体 Y 方向上的位移，从而起到降低微位移机构运动自由度的作用。但在实际制造使用中，由于机构加工误差和系统误差的存在，不能够使 Y 方向的位移量为零。

2.2　缺陷分析

柔性铰链机构[7]是依靠其构成材料本身的弹性特性来达到一定运动效果的，机构材料的选择要求较严格，一般选弹性较大的材料。柔性单补偿杆式动镜支撑机构在运动过程中，完成 X 方向位移的同时，由于耦合杆和补偿杆的抬压应力作用，中间体、运动体及他们之间的连接杆均会产生不同程度的弹性变形，导致整个机构形成了一个弯曲变形的“平行四边形”，固定于运动体上的反射镜也随之旋转，产生一个倾斜的 α 角度，如图 2

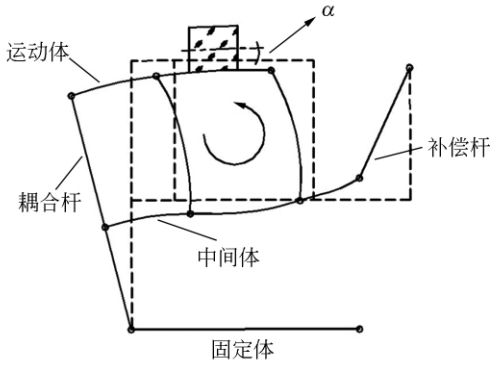


图 2　柔性单补偿式动镜支撑机构运动变形图

Fig. 2　Moving deformation graphics of flexible mechanism with single compensation rod

所示，这样使得利用柔性单补偿杆式动镜支撑机构将反射镜的六自由度降为一个自由度的想法失去了意义。

3　柔性双补偿杆式动镜支撑机构

3.1　工作原理

为了弥补上述柔性单补偿杆式动镜支撑机构的缺陷，本文设计了柔性双补偿杆式动镜支撑机构[8-14]，结构三维图如图 3 所示。机构中具有两个补偿杆，虽然其工作原理与柔性单补偿杆式动镜支撑机构的工作原理相同，但是新增加的补偿杆能够有效地减小反射镜因机构的弹性变形所产生的旋转角度，使得反射镜的运动方式更加接近为某种意义上的单自由度运动。

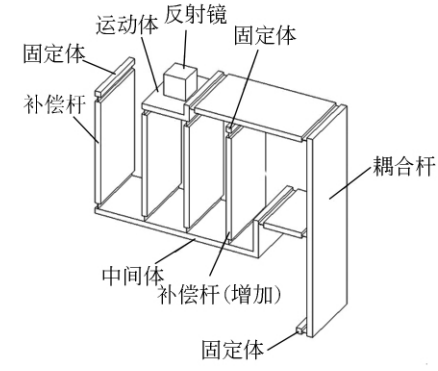


图 3　柔性双补偿杆式动镜支撑机构三维图

Fig. 3　Three-dimensional diagram of flexible mechanism with double compensation rods

3.2　约束载荷与仿真结果

经过综合分析，选择铰链的主要参数为：铰链宽度 $b=5$ mm、柔节宽度 $t=0.4$ mm 较为合适。材料选择弹性属性较大的铍青铜 Qbe2，其参数为：密度 8.25 g/cm^3，弹性模量 133 Gpa，泊松比 0.35。

载荷工况如下：固定体固定不动，在运动体上加载运动范围为 ±10 mm，运动步长为 2 mm，记录反射镜在垂直于加载步长位移方向上的耦合位移，仿真分析的结果见图 4、图 5 及表 1。

© 1994-2012 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

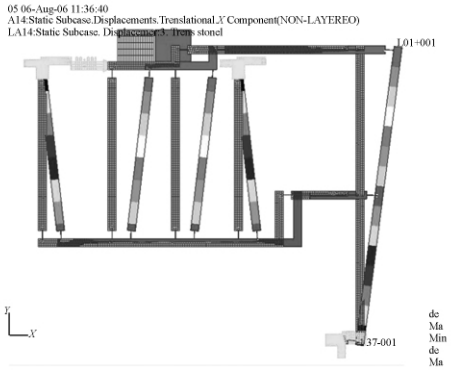


图4 柔性双补偿杆式动镜支撑机构有限元分析图

Fig. 4 Finite element analysis diagram of flexible mechanism with double compensation rod

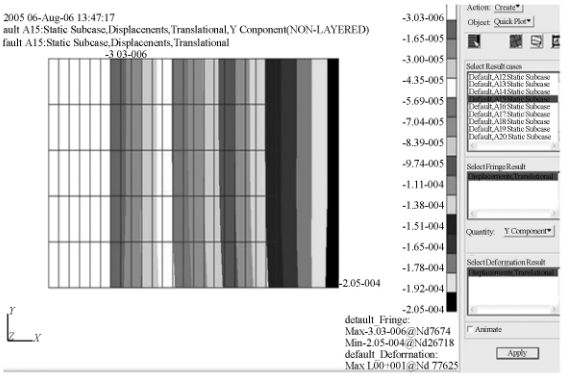


图5 反射镜有限元分析图

Fig. 5 Finite element analysis diagram of reflecting mirror

表1 反射镜耦合位移记录表

Tab. 1 Coupled-displament record table of reflecting mirror

运动体-X 位移量/mm	反射镜耦合位移量 Δ/μm	运动体+X 位移量/mm	反射镜耦合位移量 Δ/μm
2	0.041	2	−0.041
4	0.082	4	−0.082
6	0.123	6	−0.123
8	0.164	8	−0.164
10	0.205	10	−0.205

有限元分析结果表明，从运动体位移量零值处开始，两侧相同位移步长产生的反射镜的耦合位移量结果相等，符号相反，步长之间的耦合位移值线性递增。

4 模拟实物及试验结果

4.1 柔节的简化与模拟实物

综合考虑制造成本及实物加工难易等问题，简化了结构设计，除了作为机构关键部位的柔节部分使用Qbe2材料外，其余部分均使用2A12硬铝合金来代替。柔节简化结构见图6，模拟实物见图7。

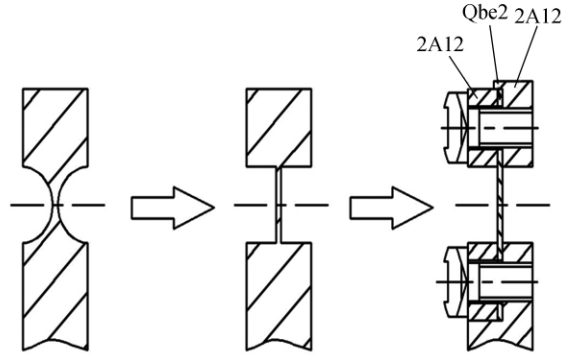


图6 柔节简化图

Fig. 6 Simplifed diagram of a flexible segment

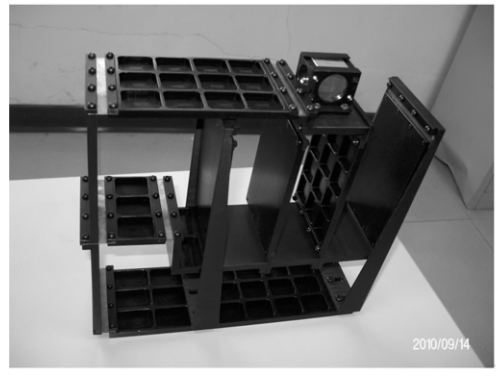


图7 模拟实物图

Fig. 7 Object diagram

4.2 测试方法及实验结果

测试原理如图8所示，读数经纬仪与被测模拟实物放置在同一检测平台上，先将读数经纬仪对准反射镜的十字中心，计数调零，然后移动反射镜到某一特定位置 x，再次使经纬仪对准反射镜十字中心，读数并记录此时经纬仪角度变化的值 α，最后根据两者之间的距离 L 计算出反射镜的耦合位移 y。公式如下：

$$y=L\alpha\ . \tag{4}$$

实验结果如下：读数经纬仪与被测模拟实物

© 1994-2012 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

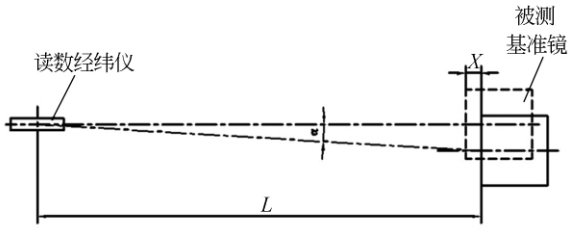


图 8　反射镜耦合位移检测示意图

Fig. 8　Testing diagram for coupled-dispacement of a reflecting mirror

间的距离 L 为 4 000 mm，移动反射镜的位移 x 为 10 mm，测得反射镜的耦合位移角度 α 为 0.67"，经公式（4）计算，反射镜的耦合位移 y 为 0.013 mm。

4.3　误差分析

机构模拟实物中，连接杆使用的材料均为 2A12 铝合金，相对于使用 Qbe2 加工的柔节来说，连接杆与柔节是刚性连接的，在测试实验过程中，只有材料为 Qbe2 的柔节弯曲贡献补偿反射镜的耦合位移量，因此柔节的长度对补偿的贡献起到决定性的作用，作用简图见图 9。

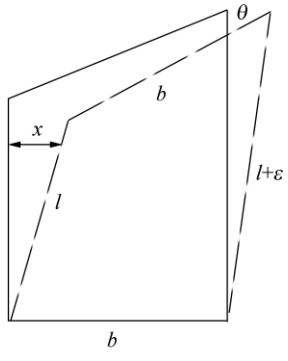


图 9　柔节长度偏差作用简图

Fig. 9　Simplified diagram influenced by error between two flexible segments

模拟实物设计过程中，选取运动体的长度 b 为 40 mm，柔节长度为 5 mm；当运动体移动了 10 mm 时，运动体与中间体相对运动了 5 mm，因此上下两处的柔节平均贡献 2.5 mm 的位移量，即 $x=2.5$ mm；运动体与中间体之间的连接杆加工误差为 0.2 mm；按文献 4 中的误差公式：$\theta=\varepsilon x/b$ 计算，可得 $\theta=0.012\ 5°$。按反射镜（20 mm×20 mm×20 mm）测试基准面计算，可得反射镜在转角偏差中下降的耦合位移量为 0.013 1 mm，与实际检测的 0.013 mm 相差 0.1 μm。误差分析结果表明，简化模拟实物的实际测量精度与理论精度相差较大，主要是由与柔节长度相关的尺寸精度控制不当造成的。

5　结　论

本文设计了柔性双补偿杆式动镜支撑机构，由有限元分析的结果可知：该结构比国内最高水平的柔性单杆补偿式动镜支撑机构补偿精度提高了 93.2%，说明新增加的补偿杆对整个微位移机构的性能和指标的提高具有重要作用。从模拟实物测试结果及其误差分析来看，模拟实物由于材料选择及加工过于简化，柔节长度精度控制不当造成了较大的误差，若改用整块铍青铜材料进行线切割加工，并严格控制其相关尺寸的加工误差，应能得到精度较高的实物。由于这种柔性铰链机构具有高精度、无空回、无磨损、无“卡死”、寿命长等特点，可应用于基于迈克尔逊干涉仪的红外傅里叶变换光谱仪，对保证其干涉图谱采集和整机性能起到了重要作用，也可在其他空间仪器及具有此类特殊要求的设备中使用，具有广泛的应用前景。

参考文献：

[1]　于靖军，裴旭，毕树生，等. 柔性铰链机构设计方法的研究进展[J]. 机械工程学报，2010，46(13)：2-9.
YU J J，PEI X，BI S S，*et al*.. State-of-arts of design method for flexure mechanisms[J]. *Journal of Mechanical Engineering*，2010，46(13)：2-9.（in Chinese）

[2]　LOBONTIU N，PAINEJSN. Corner filleted flexible hinges ASME[J]. *Mech Design*，2001，123(3)：346-352.

[3]　LOBONTIU N. *Compliant Mechanisms-Design of Flexible Hinges*[M]. CRC Press，2002.

[4]　林雪松，王淑容，李福田. 空间傅立叶变换红外光谱

© 1994-2012 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

仪用全柔性机构的设计及研究[J]. 光学 精密工程，2005，13(6)：691-696.
LIN X S，WANG S R，LI F T. Design and investigation of the precision scans structure of space infrared FTS[J]. *Opt. Precision Eng.*，2005，13(6)：691-696. (in Chinese)

[5] 夏尊凤，许焰. 柔性构件和柔性机构自由度分析[J]. 机械设计，2009，26(4)：51-53.
XIA Z F，XU Y. Analysis on degree of freedom of flexible components and flexible mechanisms[J]. *Journal of Machine Design*，2009，26(4)：51-53. (in Chinese)

[6] 陈贵敏，李端玲. 平面柔顺机构的自由度[J]. 机械工程学报，2010，46(13)：48-52.
CHEN G M，LI D L. Degree of freedom of planar compliant mechanisms[J]. *Journal of Mechanical Engineering*，2010，46(13)：48-52. (in Chinese)

[7] 于靖军，宗光华，毕树生. 全柔性机构与 MEMS[J]. 光学 精密工程，2001，9(1)：1-5.
YU J J，ZONG G H，BI SH S. Fully compliant mechanisms and MEMS[J]. *Opt. Precision Eng.*，2001，9(1)：1-5. (in Chinese)

[8] 张兴勇，苑伟政，熊本炎. 一种新的基于柔性悬臂梁的柔性机构设计方法[J]. 航空精密制造技术，2005(10)：630-635.
ZHANG X Y，YUAN W Z，XIONG B Y. A new flexible mechanism design method based on fexible cantilever beam[J]. *Aviation Precision Manufacturing Technology*，2005(10)：630-635. (in Chinese)

[9] 李媛，张卫民，张之敬，等. 三种常见典型柔性铰链的非线性分析[J]. 制造业信息化. 2007(5)：23-26.
LI Y，ZHANG W M，ZHANG ZH J，*et al.*. Nonlinearity analysis of three typical flexure hinges [J]. *Manufacturing Informationalization*，2007(5)：23-26. (in Chinese)

[10] 辛洪兵，郑伟智，赵罘. 弹性铰链研究[J]. 光学 精密工程，2003，11(1)：89-91.
XIN H B，ZHENG W ZH，ZHAO F. Research on flexible hinges[J]. *Opt. Precision Eng.*，2003，11(1)：89-91. (in Chinese)

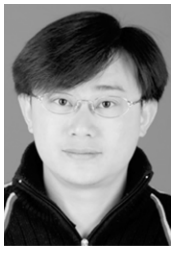
[11] 杨雪锋，李威，王禹桥，等. 直角柔性铰链单平行四杆机构输出位移分析[J]. 纳米技术与精密工程，2009，7(4)：346-349.
YANG X F，LI W，WANG Y Q，*et al.*. Output displacement analysis of single parallel four-bar mechanism with right angle flexure hinge[J]. *Nanotechnology and Precision Engineering*，2009，7(4)：346-349. (in Chinese)

[12] 张志杰，袁怡宝. 典型柔性铰链柔度性能的计算与分析[J]. 工程力学，2008，25(4)：106-110.
ZHANG Z J，YUAN Y B. Compliance calculation and analysis of typical flexure hinges[J]. *Engineering Mechanics*，2008，25(4)：106-110. (in Chinese)

[13] 刘庆玲，翁海珊，邱丽芳. 新型单边复和型柔性铰链的柔度计算及其性能分析[J]. 工程设计学报，2009，16(4)：276-280.
LIU Q L，WENG H S，QIU L F. Compliances calculation and performance analysis of half hybrid flexure hinge[J]. *Journal of Engineering Design*，2009，16(4)：276-280. (in Chinese)

[14] 张景柱，徐诚，赵彦峻. 新型柔性铰链的柔度计算[J]. 工程力学，2008，25(11)：27-31.
ZHANG J ZH，XU C，ZHAO Y J. Compliance calculation of a novel flexure hinge[J]. *Engineering Mechanics*，2008，25(11)：27-31. (in Chinese)

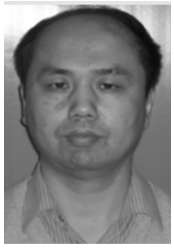
作者简介：



柳 华(1977－)，男，海南海口人，助理研究员，博士研究生，2000年于北京理工大学获得学士学位，主要从事光学仪器等方面的研究。E-mail：liuhua0898@sohu.com

刘伟奇(1958－)，男，吉林长春人，研究员，博士生导师，主要从事激光显示、虚拟成像以及非成像光学等方面的研究。E-mail：liuwq@ciomp.ac.cn

© 1994-2012 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net



冯　睿(1968－)，男，吉林长春人，工程师，主要从事机械结构设计工作。E-mail：musang3017@tom.com

张　健(1983－)，男，吉林长春人，博士研究生，主要从事光学检测等方面的研究。E-mail：ciomp.jian@gmail.com

魏忠伦(1977－)，男，黑龙江嫩江人，工程师，主要从事图像处理软件开发工作。E-mail：wzl-0@126.com

●下期预告

不锈钢表面多道激光熔覆 Ni 基涂层的组织与性能

刘洪喜，曾维华，张晓伟，王传琦，蒋业华

(昆明理工大学 材料科学与工程学院，云南 昆明 650093)

为提高不锈钢的硬度和耐蚀性能，利用 6 kW 横流 CO_2 激光器在 1Cr18Ni9Ti 表面进行了单道和多道 Ni25WC35 合金粉末熔覆。EDAX 和 XRD 分析表明，熔覆层主要由(Fe，Ni)固溶体和 WC 原位自生成的 W_2C 组成，同时含有 CrNiFeC、$Cu_{3.8}Ni$ 化合物和 FeW_3C、Ni_2Si、Fe_3Ni_3B 等硬质相。光学显微形貌观察显示熔覆层组织均匀、致密，与基体结合良好。显微硬度测试得出熔覆层硬度为基体的 2 倍，最高出现在双道试样第二道熔覆层 CZ 区中部，其值达到 650 HV。熔覆层在 5.0%NaCl 饱和溶液中的最高自腐蚀电位为－488.70 mV，较基体上升了 630.9 mV；最低腐蚀电流密度 0.55 $\mu A \cdot cm^{-2}$，较基体降低了 75.11%。综合比较得出单道试样耐腐蚀性能最好。

© 1994-2012 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net